



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA
TRABALHO DE CONCLUSÃO EM ENGENHARIA DE CONTROLE
E AUTOMAÇÃO

Modelagem da dinâmica interna de uma válvula pneumática de controle de processo

Autor: Ramon Schmitt

Orientador: Mário Roland Sobczyk Sobrinho

Porto Alegre, dezembro de 15.

Sumário

Sumário	ii
Agradecimentos	iii
Resumo	iv
Lista de Figuras	v
Lista de Tabelas	vi
Lista de Símbolos	vii
Lista de Abreviaturas e Siglas	x
1 Introdução	1
2 Revisão Bibliográfica	3
2.1 Descrição do sistema	3
2.2 Dificuldades do controle de processo associados às válvulas de controle	5
2.2.1 Descrição das não-linearidades na válvula de controle	6
2.2.2 Causas das não-linearidades na válvula de controle	7
2.2.3 Modelos estáticos de atrito	8
2.3 Estado da arte	10
3 Modelagem da válvula de controle	11
3.1 O modelo não-linear da válvula de controle pneumática	11
3.1.1 Equilíbrio de forças nas partes móveis da válvula de controle de processo	12
3.1.1.1 O modelo de atrito de Karnopp	13
3.1.2 Dinâmica da pressão na câmara do atuador	14
3.1.3 Caracterização da vazão na servoválvula	16
3.2 Sistema completo	19
4 Resultados das Simulações e Experimentos	20
4.1 Componentes e parâmetros do sistema	20
4.2 Avaliação do modelo frente a dados disponíveis na literatura	21
4.3 Avaliação do sistema em relação ao ensaio em malha fechada	24
4.3.1 Experimento em malha fechada	24
4.3.2 Projeto dos controladores P e PID	25
4.3.3 Simulações em malha fechada para os controladores P e PID	26
5 Conclusões e Trabalhos Futuros	30
6 Referências Bibliográficas	31
APÊNDICE I – Linearização das Equações de Estado	34
I.1 Equações lineares	34
I.2 Função de transferência de 3ª ordem	36
APÊNDICE II – Comportamento do Volume do Atuador	37

Agradecimentos

Ao Professor Mário Roland Sobczyk Sobrinho, orientador deste trabalho, que fora meu professor durante a graduação, pelo apoio, confiança e amizade ao longo destes anos de estudos, valorizando cada passo dado e enriquecendo o que foi construído com sua experiência e sabedoria.

Ao meu tutor durante o estágio na Refinaria Alberto Pasqualini (Refap), Engenheiro de Processamento Gustavo Soares Longhi, pelo apoio e incentivo à pesquisa do tema deste trabalho.

Aos meus colegas de trabalho da Refap, em especial ao Instrumentista Gilberto Finkler, pela paciência e disposição para os esclarecimentos dos meus questionamentos pertinentes.

Aos professores Lucíola Campestrini e Diego Eckhard que permitiram a utilização da estrutura do Laboratório de Sistemas de Controle, Automação e Robótica (LASCAR).

Aos colegas do curso de Engenharia de Controle e Automação pelo incentivo, em especial aos colegas Emerson Boeira e Ricardo Scheid Filho, que foram bolsistas do LASCAR e me acompanharam nos primeiros ensaios realizados.

À minha namorada e futura esposa Daniela Maria Dilli pelo alento incondicional e carinho desde a preparação para o concurso vestibular à entrega deste trabalho.

Aos meus familiares, sobretudo aos meus pais, Paulo Alípio Schmitt e Lisete Maria Schmitt, ao meu irmão, Yuri Schmitt, e à minha tia, Leani Inês Weber, principalmente pelo carinho e compreensão da minha ausência em alguns momentos importantes.

Resumo

Este trabalho discute o sistema de posicionamento, baseado em um servomecanismo de carretel deslizante, da válvula de controle de processo com atuador pneumático de diafragma e mola. Um modelo não-linear de 3ª ordem desse sistema é apresentado, com atenção especial sendo dada à modelagem do subsistema pneumático. A avaliação do modelo proposto é realizada com base em simulações do modelo, através de comparação com informações disponíveis na literatura e com dados de um ensaio experimental de sistemas semelhantes. Verificou-se que o modelo é capaz de representar fenômenos presentes nas válvulas de controle de processo, tais como agarramento, banda morta e histerese, permitindo a simulação e a análise do comportamento dinâmico desse sistema, facilitando o projeto e o teste de algoritmos de controle para os mesmos.

Lista de Figuras

Figura 2.1: Válvula de controle de processo com posicionador (adaptado de Smar, 2014).	3
Figura 2.2: Malha de controle típica com a válvula de controle de processo.	4
Figura 2.3: Sistema de controle de posição da válvula de processo.	4
Figura 2.4: Não-linearidades na válvula de controle: (a) histerese, (b) banda morta, (c) histerese + banda morta e (d) zona morta (adaptado de ANSI/ISA-S51.1-1979).	6
Figura 2.5: Comportamento típico de uma válvula de controle afetada pelo atrito (adaptado de Choudhury et al., 2008)	7
Figura 2.6: Força de atrito: (a) componente de atrito de Coloumb (b) componentes de atrito de Coloumb e viscoso, (c) componentes de atrito de Coloumb, viscoso e estático e, (d) componentes de atrito de Coloumb, viscoso, estático e efeito de Striebeck.	9
Figura 3.1 Representação do atuador pneumático na forma de dois subsistemas interconectados.	11
Figura 3.2 Equilíbrio de forças na válvula de controle com atuador de diafragma e mola (adaptado de Holloway et al., 2012).	12
Figura 3.3: Comportamento da força de atrito em função da velocidade do movimento, reproduzido pelos modelos clássicos e de Karnopp.	14
Figura 3.4: Volume de controle do atuador pneumático de diafragma e mola.	14
Figura 3.5: Estrangulamento de secção transversal de uma tubulação.	16
Figura 3.6: Vazão mássica de ar teórica.	19
Figura 4.1: Gráficos da pressão na câmara do atuador e posição e velocidade da haste. ...	22
Figura 4.2: Assinatura da válvula de controle de processo com alto e baixo atrito.	23
Figura 4.3: Assinatura da válvula de controle de processo com atrito severo.	24
Figura 4.4: Posição da haste no experimento em malha fechada com controlador P e PID.	25
Figura 4.5: Posição da haste na simulação em malha fechada com o controlador P.	27
Figura 4.6: Sinal de controle na simulação em malha fechada com o controlador P.	27
Figura 4.7: Posição da haste na simulação em malha fechada com o controlador PID.	28
Figura 4.8: Sinal de controle na simulação em malha fechada com o controlador PID.	28
Figura II.1: Variação do volume da câmara em função da posição da haste	37

Lista de Tabelas

Tabela 3.1: Modelagem matemática do sistema.	19
Tabela 4.1: Parâmetros do modelo do atrito de Karnopp.	21
Tabela 4.2: Critério de desempenho em regime transiente.	26
Tabela 4.3: Ganhos dos controladores utilizados nas simulações.	26
Tabela II.1: Volume do atuador para diferentes posições da haste.	37

Lista de Símbolos

Variáveis e parâmetros

A	área útil da superfície do diafragma [m ²]
A_o	área transversal de passagem do gás em um orifício [m ²]
a	área superficial de troca térmica do atuador [m ²]
c_p	calor específico do ar a pressão constante [J/kgK]
c_v	calor específico do ar a volume constante [J/kgK]
d	diâmetro do orifício [mm]
DV	velocidade limite
e	erro de posição da haste [m]
F	força [N]
F_a	força do atuador [N]
F_c	força de atrito seco ou de Coulomb [N]
F_e	força externa [N]
F_f	força de atrito [N]
F_k	força da mola [N]
F_i	força de assentamento [N]
F_s	força de atrito estático (força de quebra) [N]
F_v	coeficiente de atrito viscoso [N/m/s]
h	coeficiente de troca térmica [J/m ² K]
k	constante elástica da mola [N/m]
K_D	ganho derivativo
K_I	ganho integral
K_P	ganho proporcional
L	curso útil da haste da válvula de controle [m]
l	constante da relação entre o sinal de controle e área do orifício [m ² /V]

M	massa das partes móveis da válvula de controle [kg]
m	massa de ar [kg]
\dot{m}	vazão mássica líquida de ar [kg/s]
$p(t)$	pressão absoluta [Pa]
p_{atm}	pressão atmosférica absoluta [Pa]
p_{Δ}	diferença de pressão entre dois pontos do circuito [Pa]
p_d	pressão a jusante [Pa]
p_{sup}	pressão de suprimento [Pa]
p_u	pressão a montante [Pa]
Q	energia calorífica [J/s]
Q_n	vazão volumétrica nominal [m ³ /s], [l/min]
R	constante universal dos gases [kgJ/K]
s	operador de Laplace
γ	razão de calores específicos do ar
T	temperatura absoluta [K]
T_{in}	temperatura absoluta do que entra na câmara [K]
ΔT	diferença de temperatura [K]
t	tempo [s]
u	sinal de controle [V]
V	volume [m ³]
V_0	volume morto na câmara incluindo tubulações [m ³]
\dot{V}	vazão volumétrica [m ³ /s]
v_s	velocidade de limiar ou de Stribeck [m/s]
x_v	deslocamento do carretel da servoválvula [m]
$y(t)$	deslocamento da haste da válvula de controle [M]
y_d	deslocamento desejado da haste da válvula de controle [M]

Símbolos

Δ variação

$(\dot{ })$ derivada primeira

$(\ddot{ })$ derivada segunda

Índices

$()_{atm}$ sub-índice de referência a pressão atmosférica

$()_d$ sub-índice indicador de condição desejada

$()_n$ sub-índice indicador de valor nominal

$()_{sup}$ sub-índice de condição de pressão de suprimento

$()_{\Delta}$ sub-índice indicador de referência

Lista de Abreviaturas e Siglas

ANSI	Instituto Nacional Americano de Padrões
E	Erro da malha de processo
ISA	Sociedade Internacional da Automação
ISO	Organização Internacional para Padronização
LASCAR	Laboratório de Sistemas de Controle, Automação e Robótica
MV	Variável manipulada da malha de processo
OP	Saída do controlador de processo
P	Ação proporcional de controle
PID	Ação proporcional-integral-derivativa de controle
PV	Variável controlada do processo
PWM	<i>Pulse-Width Modulation</i> (Modulação por Largura de Pulso)
SP	<i>Set Point</i> (Variável de Referência)
UFRGS	Universidade Federal do Rio Grande do Sul
V/P	Conversor do sinal de tensão para pressão

1 Introdução

Atualmente, os processos industriais chegam a possuir centenas ou mesmo milhares de malhas de controle e o desempenho dos controladores da planta é muito importante para assegurar a qualidade do produto e a segurança do processo (Holloway et al., 2012). O objetivo básico do controle regulatório e otimização de processo é a redução de variabilidade do processo (Campos e Teixeira, 2010), que causa um impacto significativo na produção, quer seja pelo seu incremento, rendimento e qualidade, seja pela redução dos desperdícios, refletindo na maximização da rentabilidade (Choudhury et al., 2008; Coughanowr e LeBlank, 2009). Neste contexto, a válvula de controle é o mais comum elemento final de controle, de modo que, quando seu desempenho é deficiente, ela é uma das grandes responsáveis pelo aumento da variabilidade do processo (Choudhury et al., 2008; Monsen, 2015).

A configuração de válvula de controle mais utilizada na indústria é a válvula com atuador pneumático de diafragma e mola, com elemento de bloqueio acoplado por uma haste deslizante de deslocamento linear (Lipták, 2005; Fisher, 2005; Baumann, 2008). Um componente importante desse sistema é o atuador, que aplica a força sobre a haste para levá-la até a posição desejada (Fisher, 2005). A notoriedade da utilização desse tipo de atuador deve-se, principalmente, ao seu baixo custo, a sua potência elevada em relação à baixa pressão da fonte de alimentação de ar e sua disponibilidade com molas para ação de posição segura quando ocorrer um problema com o sinal de controle ou no suprimento de ar (Lipták, 2005; Fisher, 2005).

Os posicionadores, controladores dedicados para corrigir a posição da haste do atuador da válvula de controle de processo, são amplamente utilizados nas indústrias de processo (Seborg et al., 2011). Existem diversos arranjos construtivos para esse sistema, em função da tecnologia empregada, de modo que o desenvolvimento desses instrumentos iniciou em 1950 com posicionadores pneumáticos, onde um sinal de referência pneumático (geralmente 0,2-1 bar ou 3-15 psi) é fornecido ao posicionador (Young, 1955). Na década de 1960 foram apresentados instrumentos que utilizam corrente elétrica (geralmente 4-20 mA) em vez de ar, como sinal de entrada (Beater, 2007). Existem várias configurações desses posicionadores analógicos eletropneumáticos, que vão desde posicionadores pneumáticos com conversores eletropneumáticos integradas até instrumentos com eletrônica analógica e válvulas piloto piezoelétricas (Beater, 2007). Atualmente, muitos posicionadores utilizam eletrônica digital (Beater, 2007 e Monsen, 2015). O posicionador digital (ou inteligente), objeto de estudo deste trabalho, tem como característica principal o controle de posição da válvula em malha fechada, através de um microprocessador digital, que permite configurar os ganhos do controlador (Baumann, 2008).

As características indesejáveis das válvulas de controle são, em partes, eliminadas com a utilização dos posicionadores (Lipták, 2005; Fisher, 2005; Campos e Teixeira, 2010). No entanto, os efeitos relacionados com as não-linearidades do atrito em conjuntura com a dinâmica da compressibilidade do ar tornam os sistemas pneumáticos de posicionamento difíceis de serem controlados, dificultando o projeto e sintonia dos posicionadores (Beater, 2007). Beater (2007) sugere ainda que, em função dessas dificuldades, há poucos trabalhos disponíveis na literatura relacionados com a

modelagem do sistema de posicionamento pneumático de uma válvula de controle de processo.

O objetivo deste trabalho é formular um modelo matemático não-linear do sistema de posicionamento pneumático de uma válvula de controle de processo com atuador de diafragma e mola. Sua principal contribuição reside na modelagem detalhada dos efeitos não-lineares inerentes à dinâmica de pressurização do atuador, que não é contemplada na maioria dos trabalhos realizados na área. O modelo em questão deverá permitir a simulação e a análise do comportamento dinâmico desses sistemas, facilitando o projeto e o teste de algoritmos de controle para os mesmos. Desta forma, espera-se que este trabalho contribua para o aperfeiçoamento de tais algoritmos, ajudando a aprimorar o desempenho dos processos industriais onde essas válvulas de controle são utilizadas.

Este trabalho está organizado como segue: no Capítulo 2 discutem-se as características gerais do sistema de posicionamento pneumático da válvula de controle de processo. O Capítulo 3 apresenta o desenvolvimento de um modelo não-linear (que consiste na principal contribuição desse trabalho) para o comportamento do servoposicionador pneumático e a linearização do mesmo em uma forma apropriada à aplicação do algoritmo de controle clássico. No Capítulo 4 é realizada a avaliação e análise do comportamento dinâmico do modelo com base em simulações, através de comparação com informações disponíveis na literatura e com dados de um ensaio experimental de sistemas semelhantes. Finalmente, as principais conclusões obtidas ao longo do desenvolvimento deste trabalho serão apresentadas no Capítulo 5.

2 Revisão Bibliográfica

Apresenta-se a seguir a descrição do sistema de posicionamento de uma válvula de controle de processo com atuador pneumático de diafragma e mola de deslocamento linear, na condição de elemento final de controle de uma malha de processo. Além disso, são discutidas as dificuldades de controle de posição do sistema em função das principais não-linearidades presentes, bem como o estado da arte da modelagem do mesmo.

2.1 Descrição do sistema

Seguindo o padrão ISA-S75.05 - Control Valve Terminology (1983), a definição comumente encontrada na literatura para uma válvula de controle de processo é a de um dispositivo com acionamento motorizado capaz de regular a vazão de um fluido em um processo. Neste trabalho, estuda-se a válvula de controle de processo com controle automático de posição (posicionador). Conforme ilustrado na Figura 2.1, essa válvula de controle de processo é um sistema de posicionamento constituído por três partes principais (Lipták, 2005):

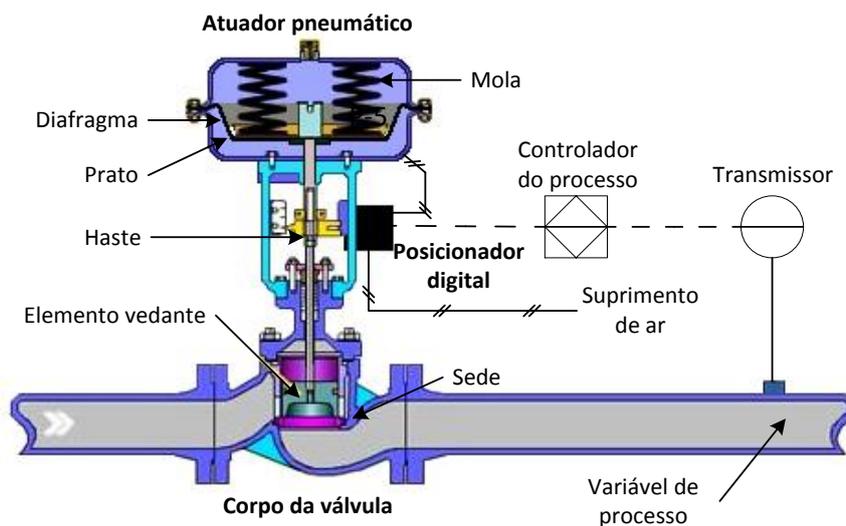


Figura 2.1: Válvula de controle de processo com posicionador (adaptado de Smar, 2014).

- uma válvula de deslocamento linear, composta de uma haste deslizante acoplada a um elemento de vedação (obturador), que restringe a passagem do fluido na tubulação onde está instalada por meio de um movimento retilíneo;
- um atuador pneumático, que aplica uma pressão de ar comprimido, em resposta a um sinal de controle, sobre um diafragma flexível dotado de mola, permitindo a regulagem da abertura da válvula através da posição do conjunto haste+plugue;
- e um posicionador digital, que controla a vazão de ar para o atuador através de um servomecanismo para manter a haste numa posição desejada, conforme a necessidade do processo.

É importante observar que, do ponto de vista do controle do processo, a válvula de controle de processo é apenas um dos componentes envolvidos no sistema completo (Baumann, 2008). Sua ação sobre o processo é a de alterar a vazão no interior da tubulação. No entanto, no que diz respeito à tarefa específica do controle de sua

abertura, a válvula de controle por si só já constitui um sistema completo em malha fechada de controle de posição, doravante denominado de servoposicionador pneumático e detalhado *a posteriori*. Neste contexto, a saída do controlador de processo (OP) é a posição desejada da haste (y_d), interpretada como o sinal de entrada do servoposicionador, que age sobre a dinâmica da câmara pneumática com a finalidade de posicionar a haste (y) de acordo com a referência estabelecida (Holloway et al., 2012). Assim, a posição da haste corresponde à variável manipulada (MV) da malha de controle do processo típica, enquanto que a variável de processo (PV) e o valor de referência (SP) estão relacionados com a variável do processo mensurada (vazão, por exemplo), caracterizando a metodologia denominada de controle em cascata (Campos e Teixeira, 2010). Esta interpretação do funcionamento do sistema é ilustrada na Figura 2.2.

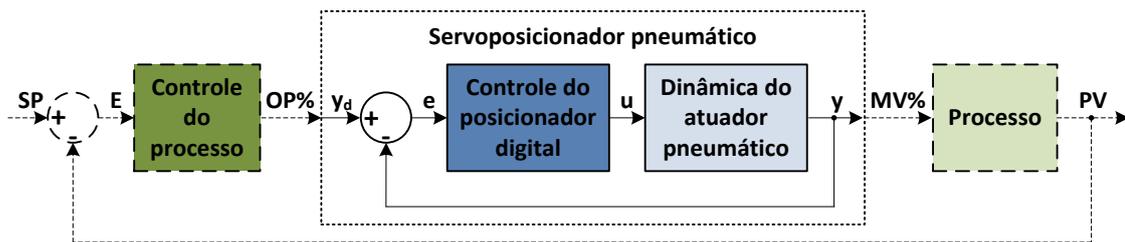


Figura 2.2: Malha de controle típica com a válvula de controle de processo.

Define-se por servoposicionador um sistema que possibilita o posicionamento de uma carga em uma dada posição desejada (Sobczyk, 2009). O sistema de posicionamento estudado neste trabalho possui um atuador pneumático, por essa razão o sistema será chamado de servoposicionador pneumático. A configuração típica de um sistema de controle de posição pneumático envolve: o sistema de suprimento de ar composto por um compressor, um reservatório e uma válvula reguladora de pressão do ar, um atuador, uma servoválvula direcional e uma carga (Beater, 2007). Estabelecendo a relação com a válvula de processo com controle automático de posição descrita anteriormente, o conjunto haste+plugue assume o papel da carga do sistema, de modo que a posição da haste reflete na variação da área de passagem da válvula que manipula a vazão do fluido do processo em escoamento (Campos e Teixeira, 2010). O princípio de funcionamento do servoposicionador pneumático pode ser melhor compreendido por meio da Figura 2.3:

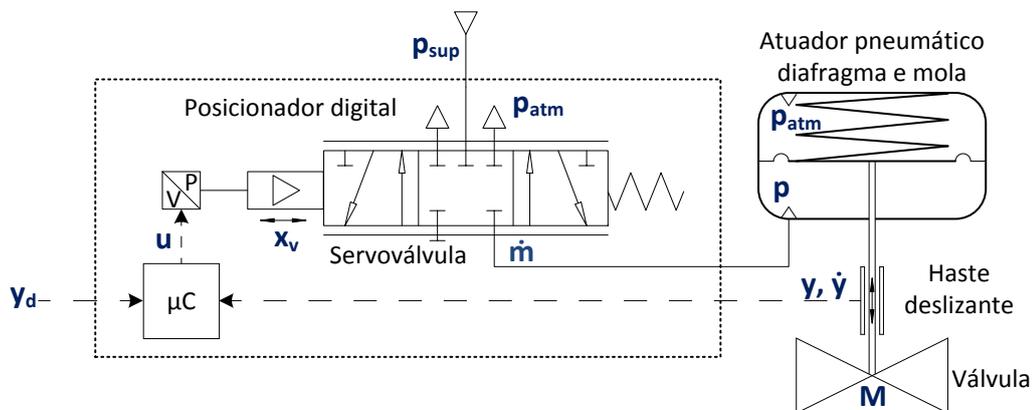


Figura 2.3: Sistema de controle de posição da válvula de processo.

A posição atual da haste (y) é comparada com a referência (y_d) pelo microprocessador digital (μC), que aplica uma tensão de baixa potência (u) a um disco de material piezo-elétrico, que não está representado (Smar, 2014). O deslocamento do disco resulta em uma variação da pressão piloto, que, por sua vez, controla a posição da

válvula de carretel (x_v), correspondendo ao primeiro estágio, tipicamente um dispositivo de bico-palmeta, que serve como pré-amplificador de alto ganho (Lipták, 2005). Considerando que o pré-amplificador do primeiro estágio tem pouca potência, o mesmo é seguido por um estágio amplificador que tenha a potência necessária para acionar o atuador: a válvula carretel controla a vazão mássica de ar (\dot{m}) para a câmara do atuador de diafragma e mola, alterando o equilíbrio entre a força pneumática e a força da mola, causando com isso o deslocamento do conjunto haste+plugue (M). Normalmente, a pressão de suprimento (p_{sup}) é mantida constante por meio do sistema de suprimento de ar, não ilustrado (Beater, 2007).

Em um nível de abstração mais avançado, o atuador pneumático pode ser interpretado como um conjunto de dois subsistemas de naturezas distintas e comportamentos interligados: um mecânico e outro pneumático (Sobczyk, 2009). O subsistema mecânico está relacionado com a dinâmica da carga, enquanto que a dinâmica da pressurização do atuador e vazão mássica de ar representa o sistema pneumático. Essa interpretação facilita a compreensão dos fenômenos físicos relacionados a cada subsistema, ao passo que permite estabelecer uma relação da causa do fenômeno no mecanismo do sistema e consequência no controle do mesmo, conforme abordagem da seção a seguir.

2.2 Dificuldades do controle de processo associados às válvulas de controle

As não-linearidades nas malhas de controle de processo podem aparecer devido a um ou à combinação de fatores tais como: o processo é intrinsecamente não-linear, a característica instalada da válvula é não-linear devido à sua geometria, presença de não-linearidades nas válvulas de controle do tipo agarramento, banda morta e/ou histerese, sintonia inadequada do controlador além de perturbações (Choudhury et al., 2008). Comumente as não-linearidades do processo e a característica instalada da válvula de controle são chamadas de não-linearidades suaves (*soft nonlinearities*), isto porque é possível determinar uma aproximação linear para o seu comportamento. O agarramento (*stiction*), a banda morta, a folga e a histerese são denominados de não-linearidades severas (*hard nonlinearities*), cuja função que as descrevem não é derivável e, desta maneira, dificultam a aproximação linear (Choudhury et al., 2008).

As válvulas de controle de processo são dispositivos mecânicos sujeitos a desgaste em relação ao tempo, exigindo manutenção regular (Lipták, 2005). Com o tempo, elas podem desenvolver vários problemas como atrito estático excessivo, saturação, folga, corrosão do obturador, desgaste do diafragma, entre outros. Se a válvula de controle apresenta problemas em seu funcionamento, o desempenho da malha de controle é deteriorado, não importando o quão bom é o controlador de processo (Choudhury et al., 2008). Devido a estes problemas, o controle em malha fechada do processo pode ser oscilatório, que por sua vez pode causar variabilidade em muitas variáveis do processo, implicando em diversos problemas operacionais (Campos e Teixeira, 2010).

Por se tratar de um problema de longa data na indústria de processos, diversos trabalhos abordam as não-linearidades severas da válvula de controle (Kayihan e Doyle, 2000; Choudhury et al., 2006; Farenzena e Trierweiler, 2010; Cuadros, 2010; Romano e Garcia, 2011; Brásio et al.; 2014, Mishra et al., 2014). Estes trabalhos se concentram no estudo da relação do sinal de entrada da válvula de controle, sinal enviado para o posicionador pelo sistema de controle do processo (OP), e o sinal de saída, que é a vazão

de escoamento (PV) ou ainda a posição da haste (MV), quando essa informação está disponível. A partir dos mesmos, desenvolvem-se técnicas de identificação e compensação destas não-linearidades através de ações do controlador do processo.

2.2.1 Descrição das não-linearidades na válvula de controle

Antes de tudo, é necessário diferenciar as principais não-linearidades severas das válvulas de controle que fundamentam a discussão nesta seção. Neste sentido, a seguir são apresentadas as definições de folga, histerese, banda morta e zona morta, de acordo com o padrão ANSI/ISA-S51.1-1979, *Process Instrumentation Terminology*, que podem ser encontradas em Fisher (2005) e o agarramento segundo Choudhury et al. (2004).

A folga (em inglês, *backlash*) é definida como um movimento relativo que ocorre entre as partes móveis de um sistema mecânico, gerando folga entre as partes, tipicamente quando o sentido do movimento sofre mudança. Já, a histerese (em inglês, *hysteresis*) é a propriedade de um elemento que é evidenciada pela dependência do valor da saída, para uma dada excursão da entrada, no histórico de excursões anteriores, quando medidos em sentido oposto do ciclo atual. De forma simplificada, em um elemento com histerese, a resposta ou o “caminho” percorrido pelo sistema para uma dada entrada é diferente quando esta entrada é crescente ou decrescente, o que pode ser evidenciado na Figura 2.4(a). Para qualquer pequena inversão do sinal de entrada, é sempre possível verificar uma inversão correspondente do sinal de saída, o que permite estabelecer a diferença entre a histerese e a banda morta, quando esta existe.

A banda morta (em inglês, *deadband*) é a faixa através da qual um sinal de entrada pode variar, ao mudar de direção, sem iniciar uma mudança observável no sinal de saída, o que produz atraso de fase entre entrada e saída. Já a zona morta (em inglês, *deadzone*) é uma faixa pré-determinada da entrada na qual a saída permanece inalterável, de forma independente da mudança de direção do sinal de entrada, que não causa atraso de fase entre entrada e saída. Na Figura 2.4(b) é possível notar também que a banda morta possui relações distintas e separadas de entrada-saída para relações crescentes e decrescentes, em contrapartida pode-se perceber que a zona morta compreende somente uma relação entrada-saída, independente se os sinais forem crescentes ou decrescentes.

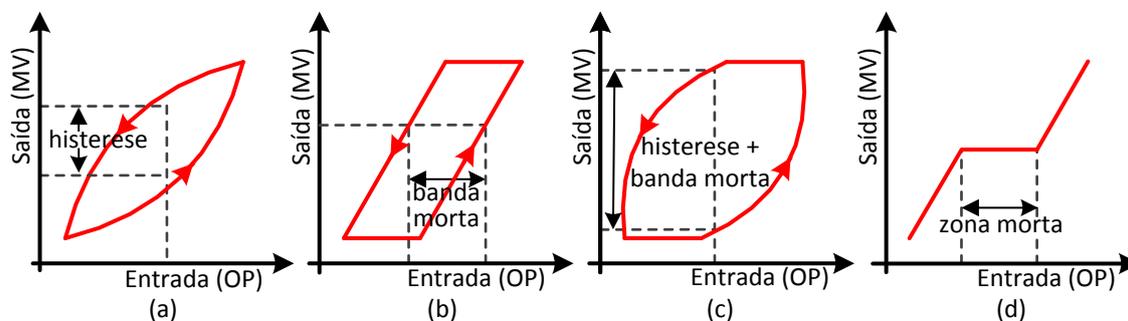


Figura 2.4: Não-linearidades na válvula de controle: (a) histerese, (b) banda morta, (c) histerese + banda morta e (d) zona morta (adaptado de ANSI/ISA-S51.1-1979).

De acordo com Brásio et al. (2014) a palavra *stiction* (agarramento ou atrito estático) resulta da contração de *static* (estática) e *friction* (fricção). Diferentes trabalhos (Olson, 1996; Horch, 2000) e organizações (ISA Subcomitê S75.05, 1979; Entech, 1998) têm definido o agarramento de forma distinta. Porém, os autores concordam que o

agarramento é provocado pelo atrito estático elevado, que excede o atrito durante a movimentação (dinâmica) da haste, presente nas partes mecânicas da válvula de controle. Neste trabalho é adotada a definição proposta por Choudhury et al. (2008), pois tem sido amplamente utilizada na literatura, que definiram *stiction* como: *uma propriedade de um elemento de tal modo que o seu movimento suave, em resposta a uma entrada variável, é precedida por um salto abrupto chamado slip-jump (salto de deslizamento), cuja origem no sistema mecânico é o atrito estático que excede o atrito durante o movimento suave da válvula.* O comportamento típico de uma válvula submetida a agarramento pode ser observada na Figura 2.5, onde é possível distinguir uma sequência de três componentes: banda morta + banda de agarramento, o salto de deslizamento (*slip jump*), e a fase de movimento.

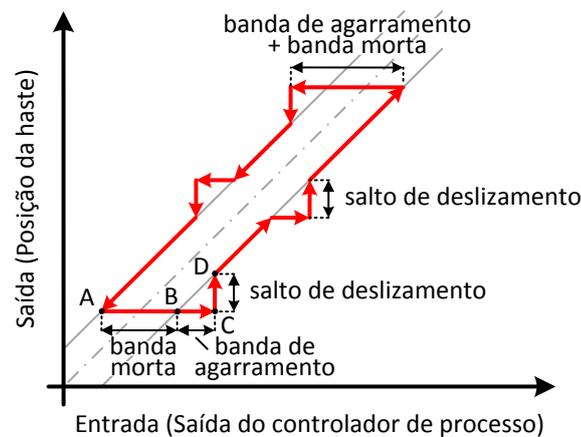


Figura 2.5: Comportamento típico de uma válvula de controle afetada pelo atrito (adaptado de Choudhury et al., 2008)

Quando a haste da válvula de controle retorna para a posição de repouso ou muda de direção, a válvula “agarra” (ponto A da Figura 2.5), visto que não pode vencer a força devido ao atrito estático. Desta forma, a válvula permanece na mesma posição (entre os pontos A e C) que compreende a banda morta (entre A e B) e banda de agarramento (entre B e C). Imediatamente após o atrito estático ser superado, a energia potencial armazenada no dispositivo de acionamento é parcialmente convertida em energia cinética, ocorrendo o fenômeno de atenuação repentina do atrito estático para o atrito dinâmico, denominado de *stick-slip motion* (movimento adere-desliza) (Cuadros, 2010). Como consequência desse fenômeno, o movimento ocorre na forma de um salto, denominado *slip-jump*. Neste instante, a haste passa do regime estático para o regime dinâmico (a partir do ponto D), de modo que o fenômeno pode ocorrer novamente devido à redução da velocidade da haste.

2.2.2 Causas das não-linearidades na válvula de controle

A banda morta, considerada a não-linearidade dominante em relação às demais, tem muitas causas, mas o atrito, o maior responsável pela mesma, e a folga na válvula de controle são alguns dos fatores mais comuns (Fischer, 2005). Nas válvulas de controle de processo de movimentação linear, a fonte primária de banda morta é o atrito entre a haste deslizante com a gaxeta, que é um elemento vedante que pode ser de grafite, carbono ou teflon localizado no corpo da válvula, cuja função é vedar a haste para que não ocorra vazamento do fluido (Fisher, 2005). O tipo de atuador também tem um impacto significativo no atrito da válvula de controle: geralmente, os atuadores do tipo

mola e diafragma apresentam atrito menor e com características mais uniformes ao longo do tempo de operação em relação aos demais atuadores pneumáticos (Lipták, 2005). Outros efeitos que provocam atrito excessivo são a corrosão da haste da válvula, o que torna a superfície rugosa, e o fluido do processo depositado na sede da válvula, que pode impregnar o obturador na mesma (Choudhury et al., 2008).

As folgas mecânicas resultam em descontinuidade de movimento quando há inversão da direção de atuação da válvula de controle (Lipták, 2005), podendo ser interpretadas como uma “banda morta móvel”. Estas folgas mecânicas ocorrem na conexão entre a haste do obturador da válvula e o atuador, contudo são mais relevantes em válvulas rotativas (Fisher, 2005). Outra causa que também pode ser citada como responsável por banda morta é a zona morta no posicionador, mais precisamente no mecanismo de medição da posição da haste (Campos e Teixeira, 2010). As folgas mecânicas e a histerese causadas pelo agarramento da haste da válvula afetam consideravelmente o desempenho em malha fechada, limitando a velocidade da resposta e causando oscilações nas vazões controladas (Campos e Teixeira, 2010). A partir desta seção, observa-se que o atrito é a causa central das não-linearidades, e, portanto, os modelos analíticos do mesmo serão discutidos a seguir.

2.2.3 Modelos estáticos de atrito

De acordo com Olsson (1996) os modelos de atrito analíticos podem ser classificados em duas classes: estáticos e dinâmicos. Recentemente modelos voltados a válvulas de controle, pertencentes a uma terceira classe, conhecida como empíricos ou *data-driven* foram propostos (Stenman et al., 2003; Kano et al., 2004; Choudhury, 2006), porém essa classe de modelo não está alinhado com o propósito deste trabalho. Nos modelos estáticos, como o próprio nome sugere, a força de atrito é dada por um mapeamento estático da velocidade da haste e da força motriz, ao passo que modelos dinâmicos possuem parâmetros variantes no tempo em sua estrutura.

Apesar de ampliar a gama de fenômenos representáveis, a classe de modelos dinâmicos, por exemplo, o modelo de LuGre (Canudas de Wit et al., 1995), é descrita por estruturas mais complexas se comparadas aos modelos estáticos e necessita de métodos sofisticados para estimação dos seus parâmetros, pois possuem variáveis de estados que não são mensuráveis, necessitando de um observador de estado (Ravanbod-Shirazi e Besançon-Voda, 2003). Os modelos estáticos, especialmente o modelo de Karnopp (1985), têm apresentado resultados satisfatórios, quando utilizados para modelar ou compensar o fenômeno do atrito em válvulas de controle (Kayihan e Doyel, 2000; Choudhury et al., 2008; Baeza, 2013). Ademais, Garcia (2008) mostrou através de simulações que os modelo de Karnopp e de LuGre são capazes de representar o comportamento esperado do atrito nas válvulas de controle, principalmente o fenômeno adere-desliza. Por conta disso, neste trabalho estudam-se os modelos estáticos de atrito. Todavia, a título de sugestão, são indicadas algumas referências onde os modelos dinâmicos são tratados com maior profundidade: Armstrong-Hélouvry et al. (1994), Canudas de Wit et al. (1995), Dupont et al. (2000), Swevers et al. (2000), Al-Bender et al. (2005) e Sobczyk (2009).

Nos modelos estáticos de atrito normalmente são considerados três componentes (Armstrong-Hélouvry et al., 1994 e Olsson, 1996): o atrito de *Coulomb* (F_c), que representa a força constante que atua em oposição à direção do movimento

independente da magnitude da velocidade; o atrito viscoso linear ($F_v\dot{y}$) onde F_v é o coeficiente de atrito viscoso, que surge quando há deslocamento relativo entre duas superfícies lubrificadas, e a sua magnitude aumenta linearmente com a velocidade \dot{y} ; o atrito estático (F_s) também conhecido como atrito seco, que quantifica o atrito na iminência do movimento, em outras palavras, a força necessária para iniciar o movimento deve superar o atrito estático. Além disso, a velocidade de Stribeck v_s , que é um fator usado para ajustar a atenuação do termo relacionada a F_s , é empregada visando quantificar o comportamento de uma parcela da força de atrito denominada de atrito de Stribeck. A Figura 2.6 ilustra os componentes do atrito mencionadas acima:

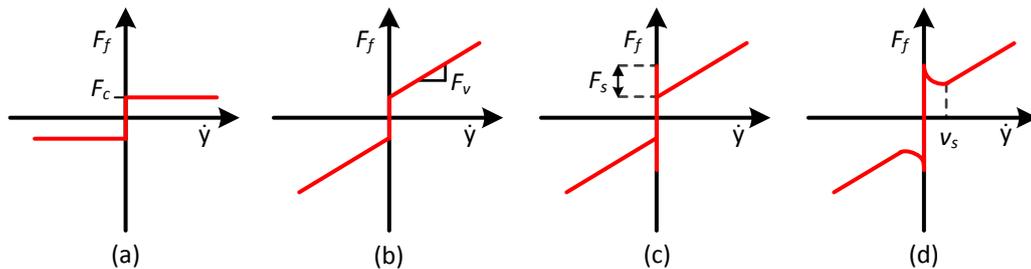


Figura 2.6: Força de atrito: (a) componente de atrito de Coloumb (b) componentes de atrito de Coloumb e viscoso, (c) componentes de atrito de Coloumb, viscoso e estático e, (d) componentes de atrito de Coloumb, viscoso, estático e efeito de Striebeck.

Uma estrutura distinta de modelo pode ser obtida de acordo com a forma como os componentes descritos anteriormente forem combinados. A forma geral de descrever a força de atrito na válvula de controle, conhecida na literatura como modelo de atrito Clássico é dado por (Olsson, 1996 e Garcia, 2008):

$$F_f = \begin{cases} [F_c + (F_s - F_c)e^{-(\dot{y}/v_s)^2}] \operatorname{sgn}(\dot{y}) + F_v\dot{y}, & \text{se } \dot{y} \neq 0; \\ F_e, & \text{se } \dot{y} = 0 \text{ e } |F_e| \leq F_s; \\ F_s \operatorname{sgn}(F_e), & \text{se } \dot{y} = 0 \text{ e } |F_e| > F_s; \end{cases} \quad (2.01)$$

onde F_e é a força externa aplicada. A primeira linha da Equação (2.01) caracteriza o regime dinâmico, a segunda linha representa a força de atrito em situações de repouso e a terceira linha representa a situação em que a haste está prestes a se mover, pois a força externa superou as forças de atrito estático e Coulomb (Garcia, 2008). O termo relacionado com o atrito de Stribeck decresce monotonicamente quando ocorre o movimento.

Cabe ressaltar que, ao utilizar o modelo (2.01) em simuladores, o chaveamento entre os regimes estáticos e dinâmicos depende da condição $\dot{y}(t) = 0$. No entanto, detectar esta condição em simuladores não é trivial, pois a velocidade $\dot{y}(t)$ é obtida a partir da derivada numérica do valor da posição $y(t)$, de maneira que a haste nunca atinge a velocidade exatamente nula e o sistema passa a oscilar em torno deste valor (Baeza, 2013). Para resolver isso, Karnopp (1985) propôs a criação de uma faixa de valores, dentro da qual a velocidade do movimento é nula. Considerando o compromisso entre simplicidade estrutural e capacidade de representar fenômenos de atrito na válvula de controle, o modelo de atrito de Karnopp é utilizado e detalhado no desenvolvimento do modelo proposto neste trabalho.

2.3 Estado da arte

Conforme discutido anteriormente, na literatura é possível encontrar diversas pesquisas que abordam as não-linearidades da válvula de controle sob a ótica do processo envolvido. Neste contexto, alguns pesquisadores aproximam a dinâmica entre os sinais do controle do processo (OP) e a variável de processo (PV) através de uma função de transferência de primeira ordem com tempo morto (Baumann, 2008; Campos e Teixeira, 2010). O modelo proposto considera três componentes: o ganho estático, o tempo morto, que é o tempo necessário para que a haste da válvula de controle passe a se mover após uma mudança de sinal do controlador; e a constante de tempo, que está relacionado com a velocidade da haste do atuador. Em muitos trabalhos, a modelagem analítica é realizada considerando apenas o subsistema mecânico, empregando normalmente o equacionamento das forças na haste da válvula, regido pela Lei de Newton (Kayihan e Doyle III, 2000; Garcia, 2008; Romano, 2010), obtendo um modelo de segunda ordem. Nos modelos propostos por Choudhury et al. (2008) e Baeza (2013) a dinâmica do subsistema pneumático é considerada através de uma função de transferência de primeira ordem sem atraso de transporte, juntamente com o modelo de segunda ordem mencionado anteriormente. O fenômeno não-linear geralmente considerado nesses trabalho é o atrito estático, onde destaca-se o modelo de atrito de Karnopp (1985).

Por outro lado, diversos trabalhos na área da robótica foram desenvolvidos com o objetivo de obter modelos precisos de servoposicionadores pneumáticos (Virvalo, 1995; Perondi, 2002; Beater, 2007; Shu e Gary, 2005; Valdeiro et al., 2008; Ali et al., 2009; Sobczyk, 2009). Dentre os fenômenos considerados nos modelos de servoposicionadores pneumáticos disponíveis na literatura aqueles que aparecem com maior destaque são: a dinâmica da pressão na câmara do atuador em função das vazões mássicas de entrada e saída, as características dessas vazões mássicas em função da servoválvula e da própria pressão na câmara e a dinâmica da carga. A dinâmica do subsistema pneumático está relacionada aos fenômenos da compressibilidade do ar juntamente com os atrasos devido à baixa velocidade de propagação das ondas de pressão no ar. A saturação da vazão é a não-linearidade mais levada em consideração na modelagem da servoválvula (Sobczyk, 2009). No contexto específico de válvulas de controle de processo, o único trabalho encontrado que contempla as especificidades da dinâmica do subsistema pneumático é Shanget et al. (2008). Neste caso, porém, os efeitos do atrito estático no subsistema mecânico não são considerados e o modelo é desenvolvido para posicionadores que utilizam um sinal de controle discreto por modulação de pulso (PWM) e válvulas *on-off*, não uma servoválvula proporcional como a usada aqui.

A partir das pesquisas realizadas, verificou-se que há poucos trabalhos dedicados a obter modelos analíticos da válvula de controle de processo que consideram concomitantemente os efeitos relacionados aos subsistemas mecânicos e pneumáticos. Essa constatação já fora confirmada em trabalhos anteriores por Shanget et al. (2008) e Beater (2007), que afirma que esse fato deve-se à dificuldade de modelar o comportamento fortemente não-linear deste tipo de sistema. Assim, o presente trabalho se dedica a modelar simultaneamente os principais efeitos envolvidos nos dois subsistemas.

3 Modelagem da válvula de controle

De acordo com o funcionamento do sistema de servoposicionador pneumático da válvula de controle de processo descrito no capítulo anterior, a dinâmica deste sistema tem como entrada o sinal do controlador do posicionador digital u e como saída a posição da haste y da válvula. Essa dinâmica compreende a relação entre o sinal do controlador u (entrada) e o deslocamento x_v do carretel (dinâmica da servoválvula), as relações entre a abertura na servoválvula (ocasionadas pelo deslocamento do carretel) e a vazão mássica de ar (\dot{m}) através da mesma, a relação entre a vazão mássica na câmara do diafragma e a pressão diferencial (p_Δ) que ela provoca, e a relação entre a força do atuador e a força da mola e o deslocamento (y) da haste da válvula (saída). Segundo Beater (2007) a dinâmica da servoválvula (relação entre o sinal de controle u e o deslocamento do carretel x_v) é tipicamente de 40 a 50 vezes mais rápida que a dinâmica do atuador, portanto a primeira será desconsiderada neste trabalho.

Neste capítulo, inicialmente, são descritos os procedimentos para obtenção do modelo matemático não-linear do sistema de posicionamento pneumático do atuador com mola e diafragma da válvula de controle de processo. No final do capítulo, é apresentada uma tabela com as equações que descrevem o comportamento dinâmico do sistema.

3.1 O modelo não-linear da válvula de controle pneumática

Conforme discutido no Capítulo 2, é interessante que o modelo seja desenvolvido de modo a facilitar a interpretação do mesmo em termos de subsistemas interconectados, sendo cada um deles referente a um conjunto específico de fenômenos: um pneumático e outro mecânico. Uma representação dessa interpretação é expressa através de blocos na Figura 3.1:

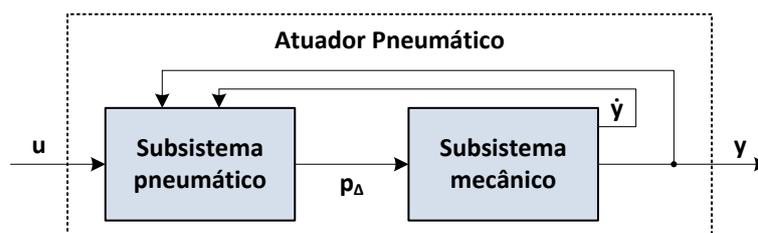


Figura 3.1 Representação do atuador pneumático na forma de dois subsistemas interconectados.

O sinal de controle aplicado à servoválvula produz como efeito direto um sinal correspondente em termos de uma pressão diferencial, cuja dinâmica é modelada por meio das equações que descrevem o subsistema pneumático, descritas nesta seção. Devido a essa pressão diferencial (p_Δ), uma força é aplicada ao atuador de diafragma e mola, interferindo assim nas suas condições de aceleração (\ddot{y}), velocidade (\dot{y}) e posição (y) da haste. Esses estados são utilizados em outro conjunto de equações, que modelam o comportamento do subsistema mecânico, apresentadas a seguir, e relaciona a pressão diferencial produzida no subsistema pneumático com a posição da haste. Por fim, os estados de velocidade e posição da haste são “realimentados” no subsistema pneumático, influenciando as condições dinâmicas da pressão diferencial gerada nesse subsistema em decorrência do sinal de controle aplicado à servoválvula.

Na modelagem do subsistema mecânico, a dinâmica da haste acoplada ao plugue é equacionada por meio da 2ª lei de Newton e o efeito da força de atrito é considerado através do modelo de atrito de Karnopp. O modelo da dinâmica da pressão na câmara do atuador é realizado com base no modelo isentrópico (adiabático e reversível) de um processo termodinâmico, baseado em Beater (2007) e seguindo as hipóteses simplificadoras propostas por Virvalo (1995) e Perondi (2002). Com relação à servoválvula, a dinâmica é tratada como um sistema de ordem zero e a descrição da vazão mássica é desenvolvida baseada na teoria de escoamento de fluidos, fundamentada no trabalho de Sobczyk (2009).

3.1.1 Equilíbrio de forças nas partes móveis da válvula de controle de processo

Conforme foi observado no capítulo anterior, a válvula de controle de processo é composta por partes móveis e fixas, onde devido à sua natureza construtiva, existem forças que interagem com o conjunto haste+obturador do atuador. Essas forças estão representadas na Figura 3.2:

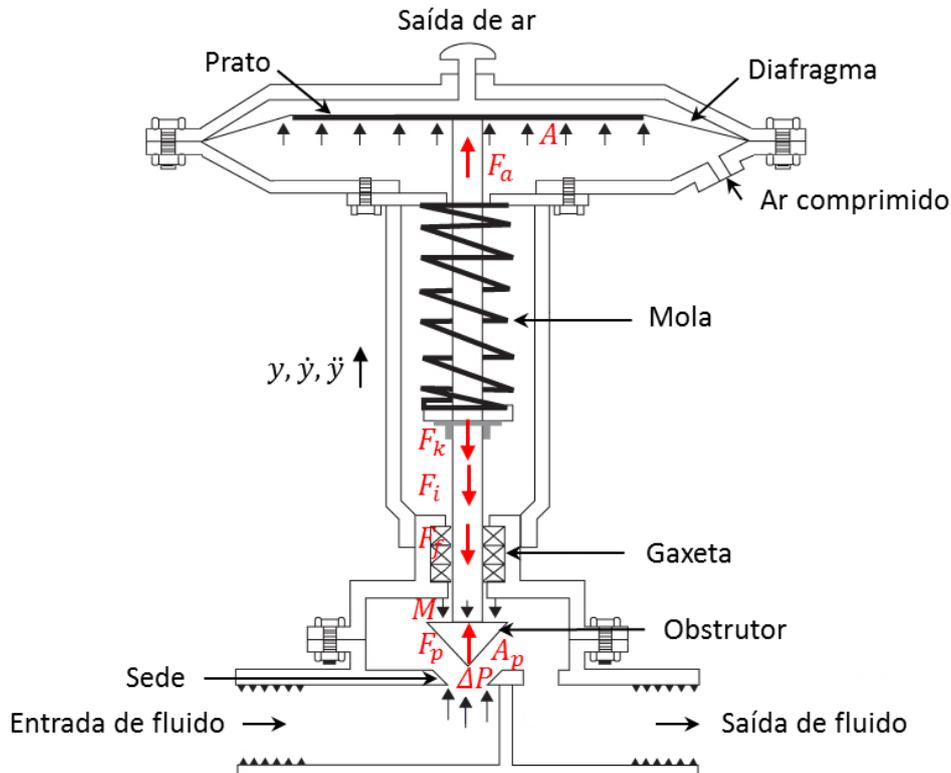


Figura 3.2 Equilíbrio de forças na válvula de controle com atuador de diafragma e mola (adaptado de Holloway et al., 2012).

A equação de equilíbrio de força nas partes móveis da mesma, com base na 2ª lei de Newton, pode ser escrita como (Fitzgerald, 1995; Kayihan e Doyle III, 2000; Choudhury et al., 2008):

$$M \frac{d^2}{dt^2} y = \sum \text{Forças} = F_a - F_k - F_f + F_p - F_i, \quad (3.01)$$

onde M é a massa das partes móveis, basicamente a soma das massas do obturador, da haste e do prato; $y(t)$ é a posição relativa da haste; $F_a = A p_\Delta$, é a força aplicada pelo atuador pneumático, em que A é a área efetiva do diafragma e $p_\Delta = p(t) - p_{atm}$ é a pressão diferencial de ar no atuador, onde $p(t)$ é a pressão absoluta na câmara e p_{atm} é

a pressão atmosférica; $F_k = ky(t)$ é a força da mola, em que k é a constante elástica da mola; $F_p = A_p \Delta P$ é a força devido à queda de pressão do fluido, onde A_p é a área do obturador e ΔP é a queda de pressão do fluido através da válvula; F_i é a força de assentamento necessária para evitar a passagem de fluidos que, nesse caso, corresponde a força devido à pré-compressão da mola, e F_f é a força de atrito, que será abordada na próxima seção.

Segundo Kayihan e Doyle (2000), Choudhury et al. (2008) e Garcia (2008) a força do fluido, F_p , pode ser desprezada, pois é duas ordens de grandeza menor que a força de atrito e da mola, o que significa que a válvula é modelada como se não houvesse fluido na tubulação. Sendo assim, a Equação (3.01) pode ser reescrita e chega-se a:

$$M\ddot{y} = F_a - F_k - F_f - F_i. \quad (3.02)$$

Cabe salientar que a força gravitacional é desprezada, pois a massa das partes móveis é bastante pequena, assim esta força é desprezível se comparada com as demais (Beaza, 2013). A subseção a seguir descreve a modelagem específica dos efeitos da força de atrito.

3.1.1.1 O modelo de atrito de Karnopp

O modelo de Karnopp (1985) baseia-se na divisão do comportamento do atrito em “fases” distintas, de acordo com a condição de movimento do sistema. Para isso, considera-se um intervalo em torno de $\dot{y} = 0$, determinado pelo limite de velocidade DV , que delimita a faixa na qual a velocidade é considerada nula. Desta forma, o modelo define três possibilidades para o comportamento da força de atrito:

$$F_f = \begin{cases} F_e, & \text{se } |\dot{y}| < DV \text{ e } |F_e| \leq F_s; \\ F_s \text{sgn}(F_e), & \text{se } |\dot{y}| < DV \text{ e } |F_e| > F_s; \\ F_c \text{sgn}(\dot{y}) + F_v \dot{y}, & \text{se } |\dot{y}| \geq DV. \end{cases} \quad (3.03)$$

Na primeira linha de (3.03), representa-se o caso em que a válvula está presa, onde a magnitude da força de atrito F_f corresponde à força externa F_e . A situação em que o sistema se encontra na iminência do movimento é dada pela segunda linha. Finalmente, quando a velocidade da haste se torna considerável (isto é, maior que o limite DV), a força de atrito passa a ser uma função da própria velocidade. A força externa F_e corresponde à força resultante do sistema sem considerar o atrito, ou seja, a força motriz do atuador relacionado como equilíbrio dinâmico entre a força em função da pressão na câmara do atuador e a força da mola.

Para ilustrar a diferença entre o comportamento da força de atrito em função da velocidade, reproduzido pelo modelo Clássico e de Karnopp, as expressões (2.01) e (3.03) foram simuladas utilizando os seguintes parâmetros:

$$F_c = 600 \text{ N}, F_v = 2200 \text{ Ns/m}, F_s = 720 \text{ N}, v_s = 10^{-3} \text{ e } DV = 0,6v_s.$$

Os resultados da simulação são mostrados na Figura 3.3, onde é possível notar que, para o modelo de Karnopp, quanto maior a diferença entre F_s e F_c , maior será a descontinuidade nos extremos do regime estático, onde $|y| = DV$.

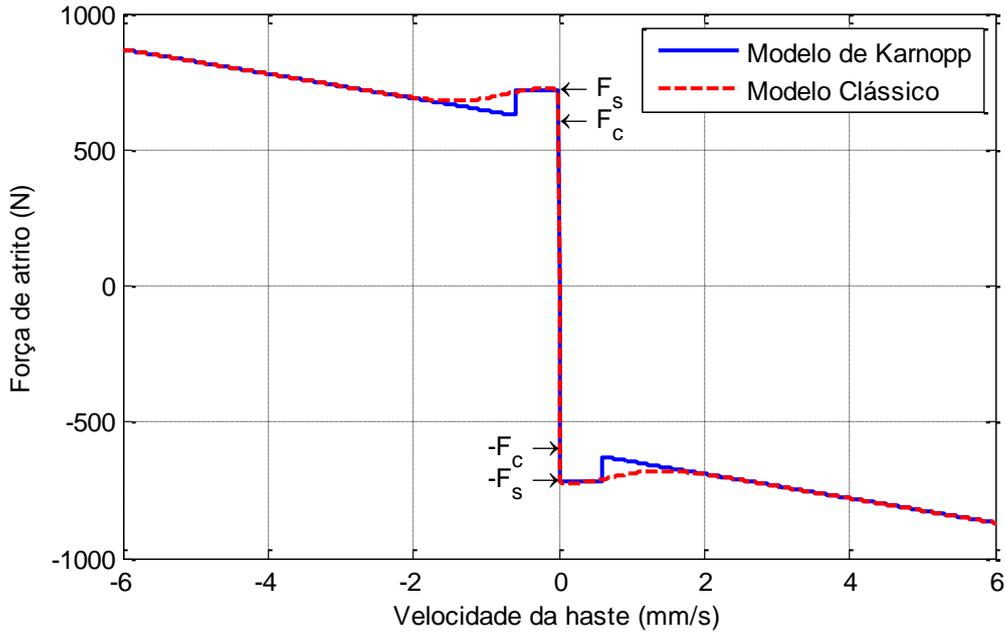


Figura 3.3: Comportamento da força de atrito em função da velocidade do movimento, reproduzido pelos modelos clássicos e de Karnopp.

3.1.2 Dinâmica da pressão na câmara do atuador

A abordagem aqui proposta considera um modelo de parâmetros concentrados, baseando-se no princípio de conservação de energia no volume de controle correspondente a câmara de pressurização do atuador, região azul da Figura 3.4:

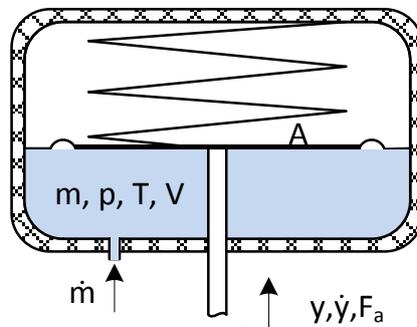


Figura 3.4: Volume de controle do atuador pneumático de diafragma e mola.

Devido à baixa capacidade de troca de calor do ar e à elevada capacidade de troca de calor do material em torno do atuador e da haste, a temperatura das peças metálicas pode ser considerada como constante. A taxa de variação da pressão é bastante pequena, quando comparada com a velocidade do som e, portanto, a pressão na câmara é assumida como sendo uniforme. As energias cinética e potencial envolvidas são negligenciadas. As hipóteses simplificadoras descritas neste parágrafo estão de acordo com diversos trabalhos (Virvalo, 1995; Perondi, 2002; Beater, 2007). A obtenção do modelo matemático inicia com a derivação da energia interna U do ar na câmara do atuador, dada por (veja Heras (2003), por exemplo):

$$\frac{d}{dt}U = \dot{m}c_v T + mc_v \dot{T}, \quad (3.04)$$

onde T é a temperatura do ar e $\dot{T} = (dT/dt)$ é a derivada da temperatura do ar na câmara; m é a massa de ar e $\dot{m} = (dm/dt)$ é a vazão mássica líquida na câmara, de modo que $\dot{m} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}$, sendo \dot{m}_{in} é a vazão mássica de entrada e \dot{m}_{out} é a vazão mássica de saída e c_V é o calor específico do ar a volume constante. De acordo com Beater (2007), a variação de energia também pode ser escrita como:

$$\frac{d}{dt}U = c_p \dot{m}_{in} T_{in} - c_p \dot{m}_{out} T - p\dot{V} - ha\Delta T, \quad (3.05)$$

onde os termos do tipo $c_p \dot{m} T_i$ denotam as variações de energia causadas pelas vazões mássicas que entram ou saem da câmara, sendo c_p o calor específico do ar a pressão constante; $p\dot{V}$ é a potência mecânica do movimento do diafragma, em que p é a pressão absoluta na câmara e $\dot{V} = (dV/dt)$ é a taxa de variação do volume da mesma; e $ha\Delta T$ representa a potência calorífica dissipada através das paredes do atuador, onde h é o coeficiente de troca de calor, a é a área das paredes e ΔT é a diferença da temperatura do ar comprimido e das paredes da câmara (veja Beater, 2007, por exemplo). A combinação das equações (3.04) e (3.05) resulta em:

$$\dot{m}T + m\dot{T} = \gamma \dot{m}_{in} T_{in} - \gamma \dot{m}_{out} T - \frac{p\dot{V}}{c_V} - \frac{ha\Delta T}{c_V}. \quad (3.06)$$

onde define-se a relação de calores específicos $\gamma = c_p/c_V$.

A equação (3.06) modela o comportamento do ar comprimido no interior da câmara de uma forma relativamente abrangente. Contudo, para o contexto do projeto de sistemas de controle, essa expressão não é adequada em função do grande número de parâmetros (Beater, 2007). Neste caso específico, muitos estudos (Lai et al., 1990; Perondi 2002; Korondi e Gyeviski, 2006) consideram que a modelagem dinâmica da pressão na câmara do atuador pode ser realizada com base no modelo isentrópico de um processo térmico, reversível e sem transferência de calor através das paredes (adiabático) e considerando o ar um gás ideal. De acordo com Perondi (2002), estas hipóteses simplificadoras são justificadas pelo fato das transformações de compressão e expansão da câmara e consequentes trocas de calor interna serem processos que ocorrem relativamente rápidos em relação ao fluxo de calor através das paredes do atuador. A partir disso, pode-se simplificar o modelo da seguinte forma:

$$T \frac{d}{dt}(\rho V) = \gamma T \dot{m} - \frac{p\dot{V}}{c_V}, \quad (3.07)$$

onde foi usada a relação $m = \rho V$, sendo ρ a massa específica do ar. Definindo a equação da massa específica como $\rho = p/(RT)$, a partir da lei dos gases ideais, sendo R a constante do gás, a Equação (3.07) pode ser reescrita:

$$\frac{1}{R} \frac{d}{dt}(pV) = \gamma T \dot{m} - \frac{p\dot{V}}{c_V}. \quad (3.08)$$

Considerando que a área transversal efetiva do diafragma é praticamente constante ao longo do curso do atuador (Beater, 2007), o volume total na câmara é dado por $V = Ay + V_0$, onde V_0 é o volume morto na câmara de pressurização incluindo as tubulações, e a taxa de variação deste volume é $\dot{V} = A\dot{y}$. Com isso, resolvendo a

Equação (3.08) para \dot{p} , assumindo que a vazão mássica é função da pressão na câmara e da tensão aplicada na servoválvula u chega-se a:

$$\dot{p} = -\frac{A\gamma\dot{y}}{A\gamma + V_0}p + \frac{R\gamma T}{A\gamma + V_0}\dot{m}(p, u), \quad (3.09)$$

onde foi utilizada a relação $c_V = R/(\gamma - 1)$, veja Beater (2007) por exemplo. O primeiro termo da equação (3.09) indica que com o aumento da pressão na câmara, para um volume constante, a taxa de variação da pressão diminui e o segundo termo significa que a presença da vazão mássica para a câmara de pressurização, mantido os demais termos constantes, ocasiona o aumento na pressão do mesmo. No trabalho de Sobczyk (2009) é apresentado o desenvolvimento teórico de obtenção desta equação através do princípio de conservação de massa.

3.1.3 Caracterização da vazão na servoválvula

Nesta seção, descreve-se a modelagem do comportamento da vazão mássica durante os processos de pressurização e de exaustão da câmara do atuador pneumático de diafragma e mola. Para fins de análise, considera-se um trecho de tubulação onde existe um estrangulamento na secção de passagem, conforme representado na Figura 3.5. Os sub-índices u e d identificam os estados do sistema montante e a jusante, respetivamente, com respeito à secção de estrangulamento.

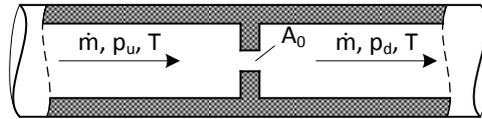


Figura 3.5: Estrangulamento de secção transversal de uma tubulação.

Utilizando-se o princípio de conservação de energia e considerando-se que o processo termodinâmico de estrangulamento ocorra sem perdas, obtém-se (Martin, 1995):

$$mc_P(T_u - T_d) = \frac{mv_d^2}{2} - \frac{mv_u^2}{2}, \quad (3.10)$$

onde m é massa contida em um volume de controle na região de estrangulamento, e v_d e v_u são as velocidades médias do escoamento associadas às vazões jusantes e montantes, respectivamente. Esta equação caracteriza a transformação da energia calorífica em energia cinética, evidenciada pelo acréscimo na velocidade de escoamento na região estrangulada.

A partir da hipótese que $v_u \ll v_d$, pode-se estabelecer a condição de estagnação a montante, ou seja, assume-se $v_u \approx 0$ (Perondi, 2002). Assim, a partir da Equação (3.10) obtém-se a seguinte relação estática:

$$v_d = \sqrt{2c_P(T_u - T_d)}. \quad (3.11)$$

De acordo com Perondi (2002) a temperatura a jusante T_d é de difícil medição na prática, enquanto que a temperatura a montante T_u , pode ser considerada a própria temperatura do ar de suprimento ($T_u = T$) e, por hipótese, é assumida igual à temperatura ambiente ($T_a = T$). Por essas razões, é conveniente eliminar T_d da Equação

(3.11), o que pode ser feito através da lei dos gases ideais e da hipótese de que a transformação é isentrópica no estrangulamento (Virvalo, 1995). A equação que define um processo de expansão ou compressão isentrópica pode ser escrita como (Beater, 2007):

$$pV^\gamma = K_n, \quad (3.12)$$

onde K_n é uma constante. Empregando-se a equação dos gases ideais $p = mRT/V$ na Equação (3.12) e isolando a temperatura, chega-se a:

$$T = \frac{K_n}{mRV^{(\gamma-1)}}, \quad (3.13)$$

A partir de manipulações algébricas dos parâmetros do ar a montante e a jusante e usando a equação dos gases perfeitos (veja o Anexo I de Sobczyk (2009)), obtém-se T_d em função das demais variáveis do sistema:

$$T_d = T_u \left(\frac{P_d}{P_u} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}. \quad (3.14)$$

Substituindo a Equação (3.14) na Equação (3.11), a equação para o cálculo da velocidade a jusante resulta em:

$$v_d = \sqrt{2c_p T_u \left[1 - \left(\frac{P_d}{P_u} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]}. \quad (3.15)$$

A vazão mássica contida em um volume de controle é dada por $m = \rho V$. Assumindo o volume de controle na região de estrangulamento como forma cilíndrica, de área transversal variável $A_0(u)$ e com comprimento x , o referido volume pode ser expresso por $V = A_0(u)x$. Adicionalmente, assumindo a hipótese de que em regime permanente $d\rho/dt = 0$ (Perondi, 2002), a vazão mássica a jusante pode ser expressa por:

$$\dot{m} = \rho_d A_0(u) \frac{d}{dt} x = \rho_d A_0(u) v_d \quad (3.16)$$

Analisando a Equação (3.16), verifica-se que a vazão mássica do fluido depende de sua velocidade e massa específica, ambas a jusante, e da área de passagem. Já a expressão da velocidade a jusante (Equação 3.15) foi determinada em função do calor específico a pressão constante, da temperatura do gás a montante, da razão entre os calores específicos e da relação de pressão a jusante e a montante. Assim, para viabilizar o cálculo da vazão mássica se faz necessário calcular a massa específica a jusante. A partir de manipulações algébricas da equação característica do processo isentrópico (Equação 3.12), por meio de uma relação entre as massas específicas a montante e jusante (veja o Anexo I de Sobczyk (2009), por exemplo), obtém-se:

$$\rho_d = \rho_u \left(\frac{P_d}{P_u} \right)^{\frac{1}{\gamma}}. \quad (3.17)$$

A substituição desta última expressão e da equação para velocidade de escoamento a jusante (Equação 3.15), na Equação (3.16) resulta:

$$\dot{m} = \rho_u A_0(u) \left(\frac{P_d}{P_u}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{2c_p T_u \left[1 - \left(\frac{P_d}{P_u}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]}. \quad (3.18)$$

A partir da lei dos gases ideais e utilizando a relação $C_p = Rr/(r-1)$ para o calor específico a pressão constante, a equação da vazão mássica através de um orifício pode ser reescrita como:

$$\dot{m} = A_0(u) p_u \sqrt{\frac{2\gamma}{(\gamma-1)RT} \left[\left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]}, \quad (3.19)$$

resultando em uma expressão analítica da vazão mássica em regime de um fluido compressível na região de estrangulamento, conforme desejado.

De acordo com Virvalo (1995), nos casos em que $p_d/p_u \leq p_{cr}$, a vazão mássica entra em regime saturado (ou sônico), e apresenta valor máximo e fixo por:

$$\dot{m} = A_0(u) p_u \sqrt{\frac{\gamma}{RT} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}}. \quad (3.20)$$

Conforme Beater (2007), a relação crítica de pressões em que a transição ocorre é dada por:

$$p_{cr} = \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma+1}}. \quad (3.21)$$

Dessa forma a vazão mássica no orifício da servoválvula pode ser modelada no regime subsônico quando a relação entre as pressões é maior que o valor crítico do ar comprimido e no regime sônico quando a relação entre as pressões é menor ou igual que o valor crítico do ar comprimido:

$$\dot{m} = \begin{cases} A_0(u) p_u \sqrt{\frac{2\gamma}{(\gamma-1)RT} \left[\left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]}, & \text{se } \frac{p_d}{p_u} \leq p_{cr}, \\ A_0(u) p_u \sqrt{\frac{\gamma}{RT} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}}, & \text{se } \frac{p_d}{p_u} > p_{cr}, \end{cases} \quad (3.22)$$

onde $A_0(u) = lu$ é a função da área de abertura do orifício da servoválvula linearmente proporcional à ação de controle u e l é a constante desta relação. A partir da Equação (3.22) verifica-se que a vazão mássica da servoválvula é modelada pelo produto de duas funções: uma dependente da relação entre as pressões a jusante e a montante do orifício,

e outra dependente da área da seção transversal do orifício. A relação de pressões críticas teórica é $p_{cr} = 0,528$ para o ar (Beater, 2007), onde ocorre a transição dos dois regimes. A Figura 3.6 apresenta a vazão mássica teórica segundo a Equação (3.22) com p_u constante.

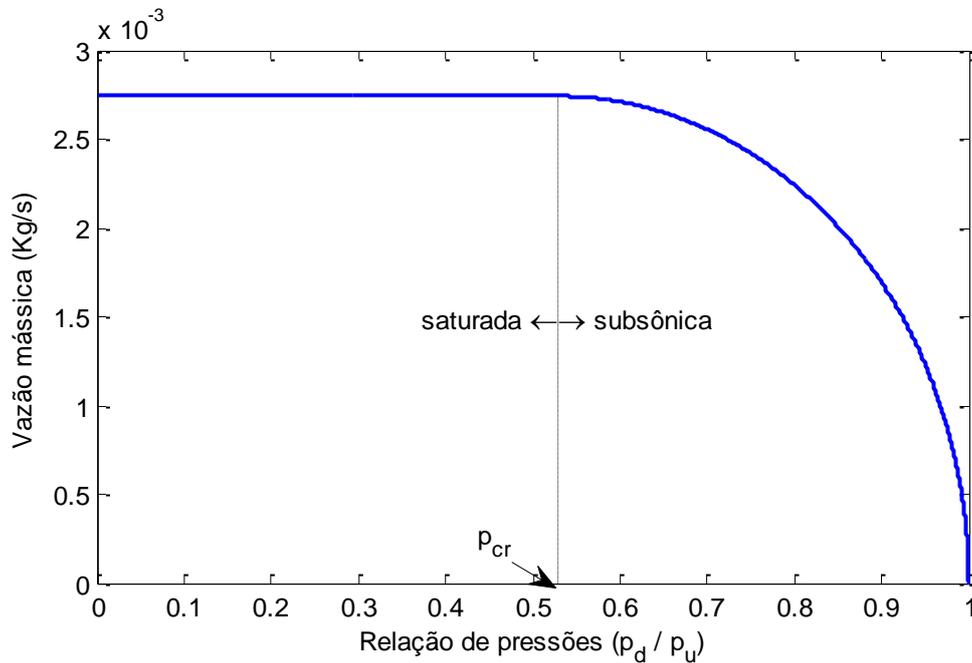


Figura 3.6: Vazão mássica de ar teórica.

3.2 Sistema completo

O comportamento dinâmico do servoposicionador pneumático em estudo é modelado neste trabalho por meio do conjunto de equações apresentados na Tabela 3.1. Sua não-linearidade é caracterizada pelo produto e quociente de variáveis de estado presentes na equação (3.09), pela não-linearidade da função que descreve a vazão mássica \dot{m} (Equação 3.22), e pela parcela de atrito estático presente em F_f .

Tabela 3.1: Modelagem matemática do sistema.

Equação	Número
$M\ddot{y} = F_a - F_k - F_f - F_i.$	(3.02)
$F_f = \begin{cases} F_e, & \text{se } \dot{y} < DV \text{ e } F_e \leq F_s; \\ F_s \text{sgn}(F_e), & \text{se } \dot{y} < DV \text{ e } F_e > F_s; \\ F_c \text{sgn}(\dot{y}) + F_v \dot{y}, & \text{se } \dot{y} \geq DV. \end{cases}$	(3.03)
$\dot{p} = -\frac{A\gamma\dot{y}}{Ay + V_0} p + \frac{R\gamma T}{Ay + V_0} \dot{m}(p, u)$	(3.09)
$\dot{m} = \begin{cases} A_0(u)p_u \sqrt{\frac{2\gamma}{(\gamma - 1)RT} \left[\left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]}, & \text{se } \frac{p_d}{p_u} \leq p_{cr}, \\ A_0(u)p_u \sqrt{\frac{\gamma}{RT} \left[\left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \right]}, & \text{se } \frac{p_d}{p_u} > p_{cr}, \end{cases}$	(3.22)

4 Resultados das Simulações e Experimentos

Neste capítulo, avalia-se o modelo proposto através de resultados tanto de simulações como de experimentos. Para um procedimento adequado de validação, seria preciso ter pleno acesso ao aparato experimental pertinente, incluindo alterar aspectos construtivos e de instrumentação do mesmo. No entanto, como o equipamento disponível era de acesso restrito, nem todos os parâmetros necessários puderam ser levantados. Por essa razão, a avaliação do modelo foi feita em duas etapas: primeiro, buscou-se reproduzir os resultados obtidos em outros trabalhos encontrados na literatura pesquisada, onde todos os parâmetros pertinentes eram informados; depois, o equipamento disponível foi utilizado em testes adicionais, e o modelo proposto foi solicitado a simular o comportamento do sistema sob condições tão similares quanto possível. Dessa forma, mesmo que um processo completo de validação não tenha sido realizado, a avaliação crítica do modelo proposto ainda pode ser feita de forma restrita, mas consistente.

Este capítulo está dividido como segue: na Seção 4.1 estão descritos os componentes e parâmetros utilizados nas simulações. A Seção 4.2 apresenta as simulações dos mesmos experimentos realizados por Romano e Garcia (2008), confrontando os resultados obtidos pelos autores com os das simulações a fim de avaliar o modelo matemático elaborado. Finalmente, na Seção 4.3 são apresentados os resultados experimentais e das simulações do sistema em estudo em malha fechada.

4.1 Componentes e parâmetros do sistema

Os parâmetros utilizados são referente a uma válvula linear de controle de processo tipo globo de 2 polegadas, modelo FSNT-217 (Fisher, 2012), acionada por um atuador pneumático do tipo diafragma e retorno por mola, modelo FS-657 (Fisher, 2015), que caracterizam o aparato utilizado em Romano e Garcia (2008), Romano (2010) e Baeza (2013). De acordo com o manual do fabricante, o curso da válvula L é 29 mm, a área efetiva do diafragma A é de 0,0445 m², a massa M das partes móveis é de 1,6 kg, o valor nominal da constante elástica da mola k é 215530 N/m ($\pm 5\%$) e o volume morto V_0 é de 634 cm³. Cabe ressaltar que Romano e Garcia (2008) estimaram a massa das partes móveis e a constante elástica da mola, obtendo valores próximos aos parâmetros nominais fornecidos no manual de instruções do fabricante.

No modelo elaborado, assumiu-se a hipótese de que a área efetiva do atuador é constante ao longo do curso da haste, estabelecendo uma analogia com o atuador do tipo pistão com retorno por mola. No Apêndice II apresentam-se uma tabela e um gráfico do volume do atuador FSNT-217 em função da posição da haste, confrontando o modelo teórico com as informações obtidas a partir do manual do fabricante do atuador pneumático. Verifica-se que a hipótese é válida, apresentando um erro máximo de 5% no limite do curso da válvula.

No trabalho de identificação do modelo de atrito de Karnopp, Romano e Garcia (2008) avaliaram o atrito na válvula de controle em duas situações extremas: uma com as juntas da gaxeta levemente apertadas (baixo atrito) e outra com elas fortemente apertadas (alto atrito). Além disso, Baeza (2013) estudou a mesma válvula de controle em uma situação de atrito ainda mais severa, onde foi possível verificar uma diferença entre o atrito

estático (F_s) e dinâmico (F_c), conforme apresentado na Tabela 4.1. Em concordância com Garcia (2008), a velocidade limite DV foi determinada em função da velocidade de Striebeck v_s , de modo que $DV=0,6v_s=1,52 \times 10^{-4}$ m/s.

Tabela 4.1: Parâmetros do modelo de atrito de Karnopp.

Parâmetro	Baixo atrito (Romano e Garcia, 2008)	Alto atrito (Romano e Garcia, 2008)	Atrito severo (Baeza, 2013)
F_v (Ns/m)	4865	$4,48 \times 10^4$	$2,32 \times 10^4$
F_c (N)	157,5	606	684
F_s (N)	157,5	606	773

Com relação aos parâmetros relacionados à servoválvula, utilizaram-se novamente informações de manuais de equipamentos comerciais. A capacidade de vazão do posicionador digital FY-302 (Smar, 2014) é de 3 SCFM (pés cúbicos por minuto na condição padrão), equivalente a, aproximadamente, uma vazão nominal Q_n de 68 l/min. Segundo Beater (2007), pode-se estimar a relação do diâmetro d de um orifício com a vazão nominal como $Q_n=37,6d^2$. Desta forma, obtém-se um diâmetro de $d=1,35$ mm, que corresponde a um deslocamento máximo da válvula carretel a partir do ponto central e uma área de orifício A_0 de $1,43$ mm². Estabelece-se um sinal de controle u normalizado entre -1 e 1, equivalente à posição do carretel (x_v) na extrema esquerda e direita (veja a Figura 2.3), respectivamente, de modo que a área do orifício varia linearmente em posições intermediárias (Beater, 2007).

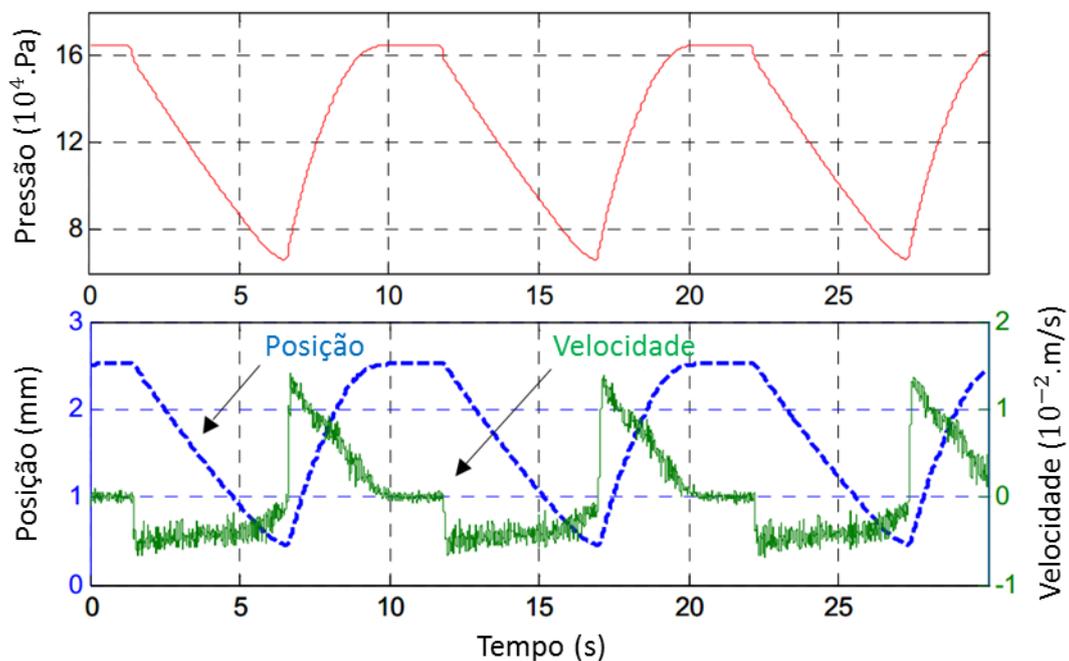
Neste trabalho, assume-se que o ar comprimido foi devidamente condicionado com o uso de secadores e filtros, de modo que não há condensado no ar de suprimento. Segundo o padrão ISO 6358, na condição de referência técnica (Beater, 2007), a humidade relativa do ar atmosférico é de 65%, com temperatura T de 293,15 K e pressão atmosférica p_{atm} de 10^5 Pa, bem como o valor da constante de gás R é 288 J/kg·K. Segundo o manual do atuador FS-657 (Fisher, 2015), há duas alternativas de pressão de suprimento p_{sup} para o mesmo: 20 psig (239,2 kPa) ou 40 psig (308,17 kPa).

4.2 Avaliação do modelo frente a dados disponíveis na literatura

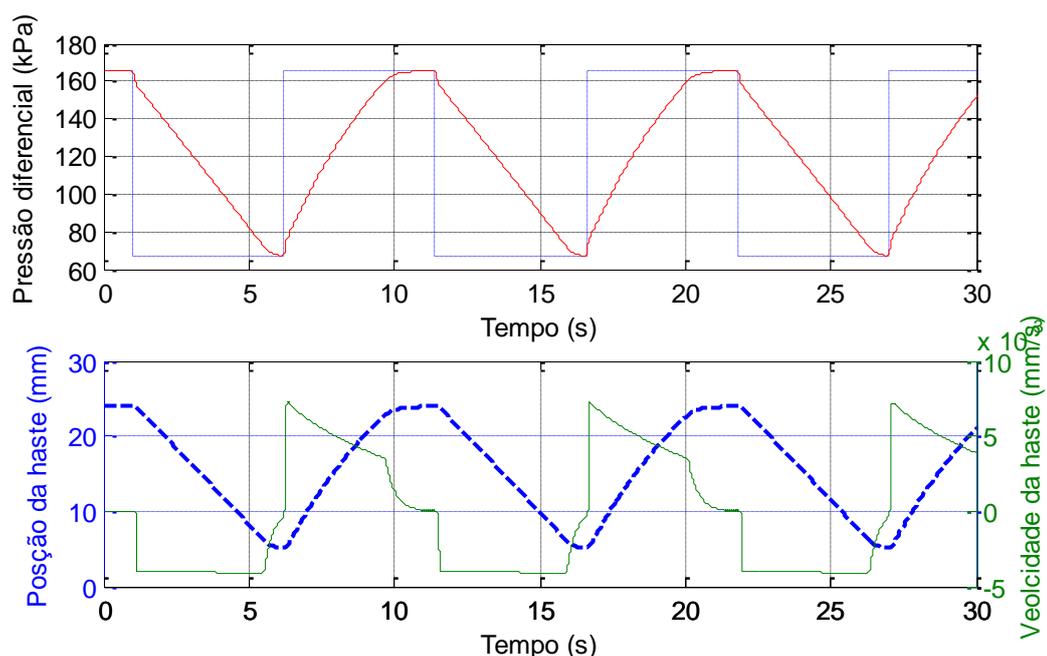
O primeiro procedimento de avaliação do modelo proposto tem por base o trabalho de Romano e Garcia (2008), que visou à identificação e a validação do modelo de atrito de Karnopp aplicado a uma válvula de controle de processo similar àquela estudada aqui. No referido trabalho, apenas o subsistema mecânico do sistema foi considerado, desprezando-se a força de assentamento. Os autores introduziram uma compensação dessa força em termos de deslocamento da haste para adaptar o modelo ao ensaio. Aqui, contudo, a força de assentamento correspondente a este deslocamento é considerada. O sinal de controle do sistema é a pressão aplicada no atuador, que fora controlada por um conversor tensão–pressão (V/P) e monitorada por um transmissor de pressão. O conversor V/P é um dispositivo mecânico que fornece uma pressão proporcional à tensão aplicada, de forma que o valor desejado é estabelecido a partir de uma realimentação interna que regula a passagem de ar para a câmara do atuador ou para atmosfera conforme necessário (Lipták, 2005). Desta forma, adaptou-se o modelo elaborado neste trabalho de forma que a posição do carretel da servoválvula fosse controlada por um laço de realimentação da pressão instantânea na câmara do atuador em relação à pressão desejada, proporcional à tensão aplicada no dispositivo. Os autores não detalham as

características e parâmetros do conversor V/P, de modo que se utilizou o mesmo tamanho do orifício de passagem do ar do posicionador inteligente FY-302 descrito na seção anterior.

Na Figura 4.1, ilustram-se os resultados obtidos na simulação do modelo proposto em comparação com os dados por Romano e Garcia (2008), para uma onda quadrada de período 10,4 s, com o valor desejado para p_{Δ} alternando entre 165,5 kPa e 66,5 kPa e p_{sup} de 308,168 kPa, tendo por resultados os valores da pressão diferencial (p_{Δ}) na câmara e da posição (y) e velocidade (\dot{y}) da haste. Destaca-se ainda que o experimento e a simulação foram realizados para o caso de baixo atrito.



(a) Resultado do experimento realizado por Romano e Garcia (2008).

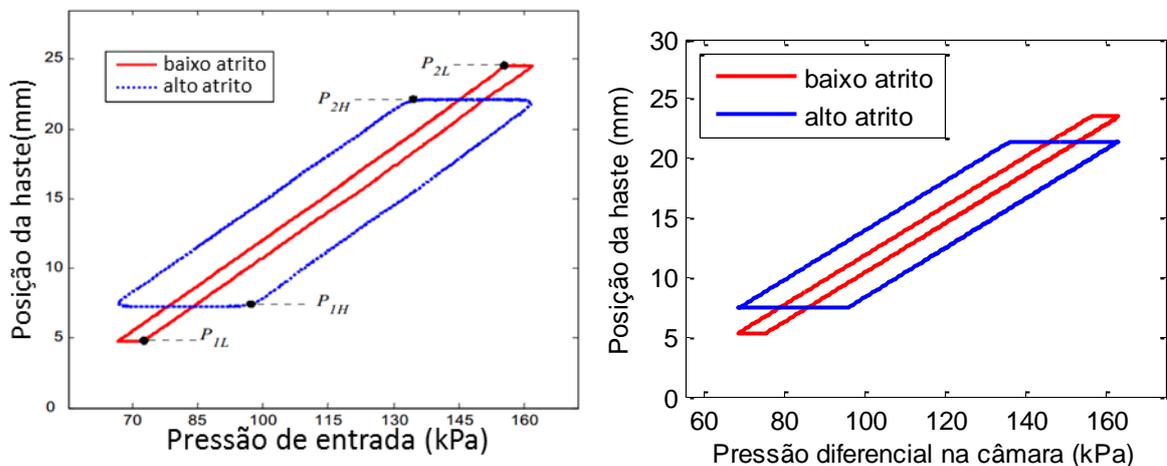


(b) Resultado da simulação do modelo não-linear.

Figura 4.1: Gráficos da pressão na câmara do atuador e posição e velocidade da haste.

Com relação à pressão na câmara do atuador, notam-se perfeitamente os fenômenos previstos no modelo do subsistema pneumático: a dinâmica da pressão devido à compressibilidade do ar em conjunto com a caracterização da vazão mássica de ar de forma que a resposta desse subsistema não ocorre instantaneamente, resultando em um tempo de pressurização (em torno de 4 s) inferior ao tempo de despressurização (aproximadamente 5 s). Justifica-se essa diferença de tempo, basicamente, pela força que está assumindo o papel de força motriz do sistema: no enchimento é a força devido à pressurização da câmara, deste modo a dinâmica do subsistema pneumático é responsável pela força resultante, enquanto que na exaustão trata-se da força da mola, que tem como característica um comportamento linear em relação ao deslocamento da haste. Cabe ressaltar que não se pode utilizar como regra geral que o enchimento da câmara será mais rápido que a exaustão, esta relação está associada aos parâmetros do sistema, como por exemplo, a constante elástica da mola e a pressão de suprimento. O comportamento da velocidade da haste reforça esta análise: a velocidade atinge um valor superior na pressurização da câmara em relação à despressurização. Avaliando o comportamento da posição da haste, constata-se que a mesma está intimamente relacionada com a pressão na câmara do atuador. Logo, este comportamento assimétrico do sistema condicionado à pressurização ou despressurização da câmara do atuador representa o fenômeno de histerese da válvula de controle de processo.

Outro experimento foi reproduzido do trabalho de Romano e Garcia (2008): utilizando um sinal de controle na forma de onda triangular com a mesma amplitude de pressão do ensaio anterior de modo a gerar a assinatura da válvula de controle de processo (Kayihan e Doyle, 2000), que é mostrado na Figura 4.2.



(a) Resultado do experimento realizado por Romano e Garcia (2008).

(b) Resultado da simulação do modelo não-linear.

Figura 4.2: Assinatura da válvula de controle de processo com alto e baixo atrito.

É possível observar, na Figura 4.2, que a banda morta com alto atrito é pelo menos três vezes maior que a banda morta com baixo coeficiente de atrito. Nota-se também que quanto maior for o atrito, mais limitado o deslocamento da haste da válvula, pois uma maior quantidade de energia do atuador é utilizada para superar a força de atrito. Além disso, de acordo com o esperado, não é possível notar nenhum comportamento típico de salto de deslizamento (*slip-jump*) nos momentos que a velocidade da haste atinge os menores valores, pois não há diferença de valores entre os parâmetros atrito estático e dinâmico no início do movimento. Para verificar se o modelo do sistema representa este

fenômeno, foi realizada a simulação da assinatura da válvula para os parâmetros de atrito estudados em Baeza (2013), cujo resultado é ilustrado na Figura 4.3:

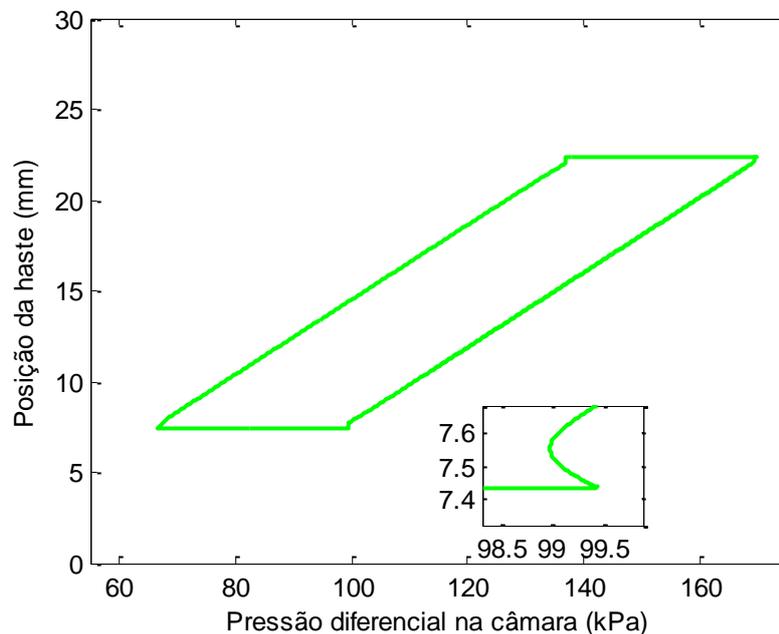


Figura 4.3: Assinatura da válvula de controle de processo com atrito severo.

Avaliando o resultado, nota-se o efeito típico do salto de deslizamento no início da movimentação da haste, que é exibido com maior nível de detalhamento na própria Figura 4.3. Para superar o atrito estático, a pressão na câmara do atuador aumenta de modo que a posição da haste se mantém, e quando a haste inicia o movimento, a pressão cai rapidamente. Conforme discussão realizada no Capítulo 2, este fenômeno é evidenciado quando há diferença entre o atrito estático e dinâmico no início do movimento e, portanto, está de acordo com a simulação.

Através dos resultados apresentados nesta seção, conclui-se que o modelo apresenta um comportamento muito próximo dos dados experimentais disponíveis na literatura. A fim de reforçar essa conclusão, a próxima seção trata da aplicação do modelo a um caso em que o acesso ao aparato experimental existe, mas é restrito.

4.3 Avaliação do sistema em relação ao ensaio em malha fechada

Nesta seção o modelo é avaliado em relação a um experimento realizado em malha fechada, de modo a melhor fundamentar a avaliação do modelo proposto. Primeiramente, descreve-se o equipamento experimental utilizado e os testes realizados. Logo após, realizam-se simulações do modelo proposto em malha fechada, usando para isto dois controladores diferentes, sintonizados a partir do modelo linear descrito na Seção 3.2 com o intuito de reproduzir o mesmo comportamento constatado nos experimentos.

4.3.1 Experimento em malha fechada

Nesta seção são apresentados os resultados de um ensaio em válvula de controle de processo com posicionador digital localizada em uma planta piloto no LASCAR. A válvula de controle é fabricada pela Masoneilan, série 87 (Masoneilan, 2008), de 1 polegada, portanto menor que aquela considerada nas simulações anteriores. Já o modelo do

posicionador é o FY302 (Smar, 2014), cujos parâmetros foram discutidos no início deste capítulo, que juntamente com o atuador, o princípio de funcionamento é muito próximo do servoposicionador pneumático caracterizado no início do Capítulo 2.

O fabricante do posicionador não fornece informações a respeito de como a lei de controle está implementada, apenas que se trata de um PID (controlador proporcional, integral e derivativo) que possui tolerância para erros de posição em regime permanente a fim de não saturar a ação integral, bem como evitar ciclos limites. Além disso, não é permitido operar com o sistema em malha aberta. Deste modo, para a realização do ensaio configurou-se o controlador do posicionador a partir da sintonização automática dos ganhos (*auto-tuning*) do PID, bem como com apenas o controlador proporcional (P). Uma dificuldade adicional diz respeito à velocidade de troca dos dados do experimento: a taxa de amostragem estabelecida entre o posicionador inteligente e o sistema de supervisão, em torno de 1 segundo, não permite uma configuração adequada para a dinâmica do sistema. Contudo, com algumas limitações, consegue-se realizar uma análise qualitativa dos dados. A Figura 4.4 apresenta o resultado para a resposta ao salto de 10%, partindo da válvula de controle fechada, para os controladores P e PID.

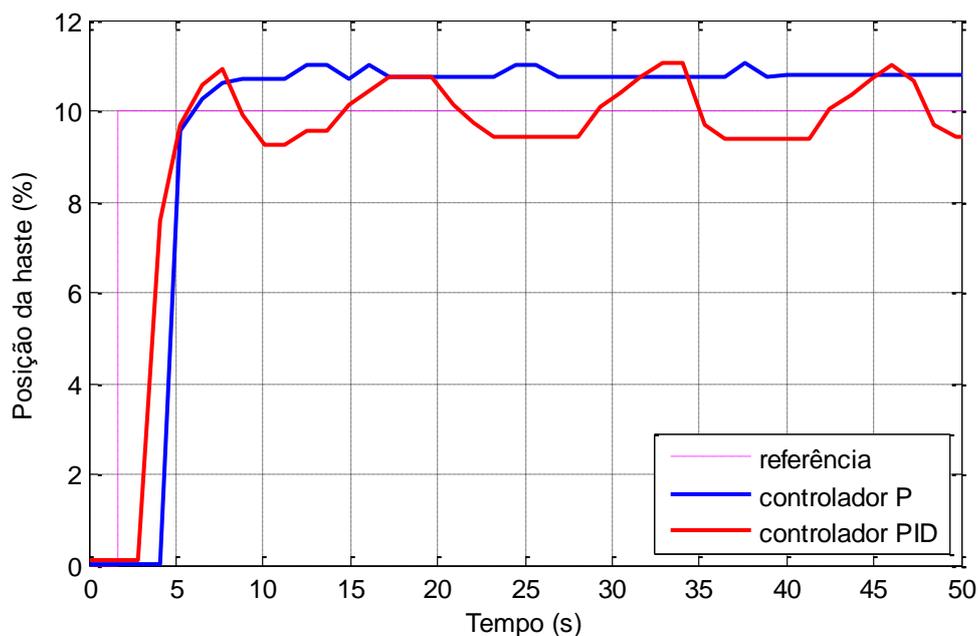


Figura 4.4: Posição da haste no experimento em malha fechada com controlador P e PID.

Observa-se que, para o controlador proporcional, a posição apresenta um erro em regime permanente, enquanto que a resposta com o controlador PID apresenta oscilações periódicas, possivelmente em razão da presença do atrito estático, conforme discussão apresentada no Capítulo 2. A seguir, é realizado o projeto dos controladores P e PID e a simulação em malha fechada do modelo não-linear obtido neste trabalho com o intuito de verificar os resultados obtidos nesse experimento.

4.3.2 Projeto dos controladores P e PID

O controle de posição consiste em minimizar o erro $e(t)$, definido como a diferença da posição desejada y_d com relação a posição atual da haste $y(t)$, ou seja, $e(t) \equiv y_d - y(t)$. O objetivo do controle é modificar a dinâmica original da malha aberta do sistema de forma que seu comportamento seja adequado para a realização da tarefa acima,

segundo critérios estabelecidos para o desempenho do processo. Neste sentido, deseja-se seguir referência do tipo salto em regime permanente (Campos e Teixeira, 2010).

Além disso, considerando o tamanho da válvula de controle em estudo, na Tabela 4.2, são estabelecidos os critérios de desempenho em regime transitório para uma resposta tipo degrau segundo Campos e Teixeira (2010) e Monsen (2015). De acordo com Monsen (2015), para que a resposta da válvula de controle não influencie no controle de processo, a mesma deve ser pelo menos cinco vezes mais rápida que a resposta do sistema completo em malha fechada. Campos e Teixeira (2010) afirmam que a resposta da válvula de controle é mais crítica em processos considerados rápidos, tais como vazão e pressão, onde a constante de tempo é na ordem de alguns segundos. Como critério adicional observou-se os limites para os quais os sinais de controle apresentam comportamentos suaves, respeitando o limite físico do mecanismo envolvido.

Tabela 4.2: Critério de desempenho em regime transiente.

Tempo morto	Tempo de acomodação	Máximo sobrepasso
$t_d = 0,1 \text{ s}$	$t_s = 1,2 \text{ s}$	$M_o = 20 \%$

O algoritmo do controlador PID paralelo alternativo (Campos e Teixeira, 2010), onde o ganho proporcional (K_p) não afeta nem o ganho integral (K_I) nem o ganho derivativo (K_D), foi implementado na simulação, cuja lei de controle é a seguinte:

$$u(t) = K_p e(t) + K_I e(t) \int e(t) dt + K_D \frac{d}{dt} e(t), \quad (4.01)$$

Desta forma, para o controlador P os ganhos K_I e K_D são nulos. A saturação do sinal de controle, que corresponde a abertura máxima dos orifícios de passagem da servoválvula, foi considerada. No caso do controlado PID, a ação de controle integral possui um método de *anti wind-up* através da integração condicional (Campos e Teixeira, 2010).

Os ganhos utilizados nas simulações para cada controlador foram estabelecidos através de testes no modelo linear que é detalhado no Apêndice II, utilizando o aplicativo de sintonia de controladores disponível no programa Matlab. Desta forma, chegou-se nas simulações aos seguintes ganhos:

Tabela 4.3: Ganhos dos controladores utilizados nas simulações.

Controlador	Ganhos
Proporcional (P)	$K_p = 0,56, K_I = 0, K_D = 0$
Proporcional-integral-derivativo (PID)	$K_p = 0,76, K_I = 1,89, K_D = 0,03$

4.3.3 Simulações em malha fechada para os controladores P e PID

Nesta seção são apresentados os resultados das simulações para a resposta ao degrau de 10% do curso da válvula (2,9 mm), com a mesma inicialmente fechada (posição 0 mm) com o uso dos controladores P e PID. Ressaltando que para a simulação foram considerados os parâmetros da válvula de controle apresentada no início deste capítulo, bem como os parâmetros de atrito severo obtidos por Baeza (2013). Em particular, no

caso com o controlador PID, a condição de atrito estático nulo é simulada para averiguar a hipótese assumida na análise do experimento realizado anteriormente.

Na Figura 4.5 é apresentado o gráfico da posição da haste para simulação com o controlador proporcional (P):

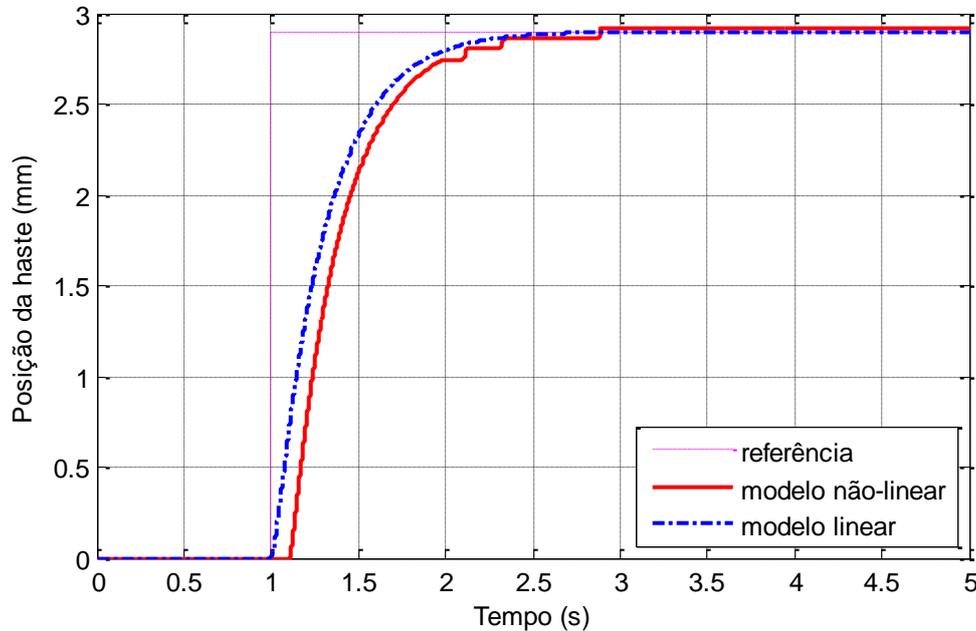


Figura 4.5: Posição da haste na simulação em malha fechada com o controlador P.

No gráfico da Figura 4.6 é mostrado o sinal de controle do controlador P:

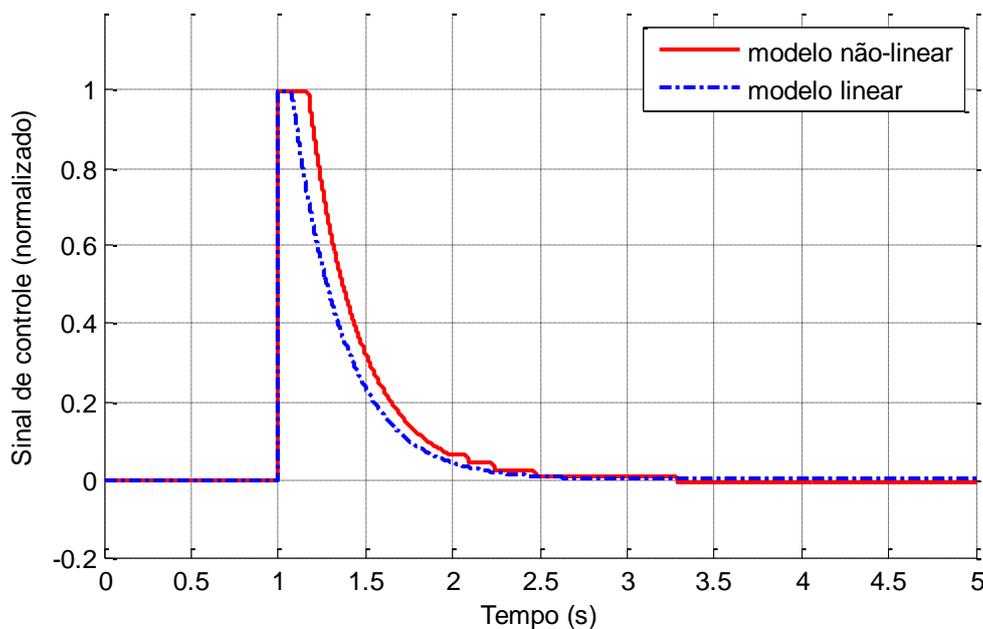


Figura 4.6: Sinal de controle na simulação em malha fechada com o controlador P.

Avaliando o desempenho do sistema linear para este ensaio, verifica-se que o mesmo denota um comportamento suave e seguiu a referência desejada de acordo com os critérios pré-estabelecidos, apresentando, portanto, um resultado satisfatório. O esforço de controle apresenta saturação no início do movimento da haste, quando o valor do erro

de posição é maior. Considerando agora o modelo não-linear, verifica-se um erro em regime permanente, bem como um tempo morto de aproximadamente 0,1 s e um tempo de acomodação em torno de 1,8 s. Portanto, considerando os critérios de desempenho, o desempenho do sistema não-linear não foi satisfatório. Observa-se que a posição da haste apresenta variações abruptas à medida que se aproxima da referência. Nesta situação, a velocidade da haste é reduzida e o atrito passa de dinâmico para estático fazendo com que a haste mantenha a posição. Quando a câmara atinge uma pressão suficiente para vencer o atrito estático, a haste apresenta um salto abrupto (*slip-jump*).

No gráfico da Figura 4.7 é exibida a posição da haste e no gráfico da Figura 4.8 é mostrado o sinal de controle do sistema em malha fechada com o controlado PID:

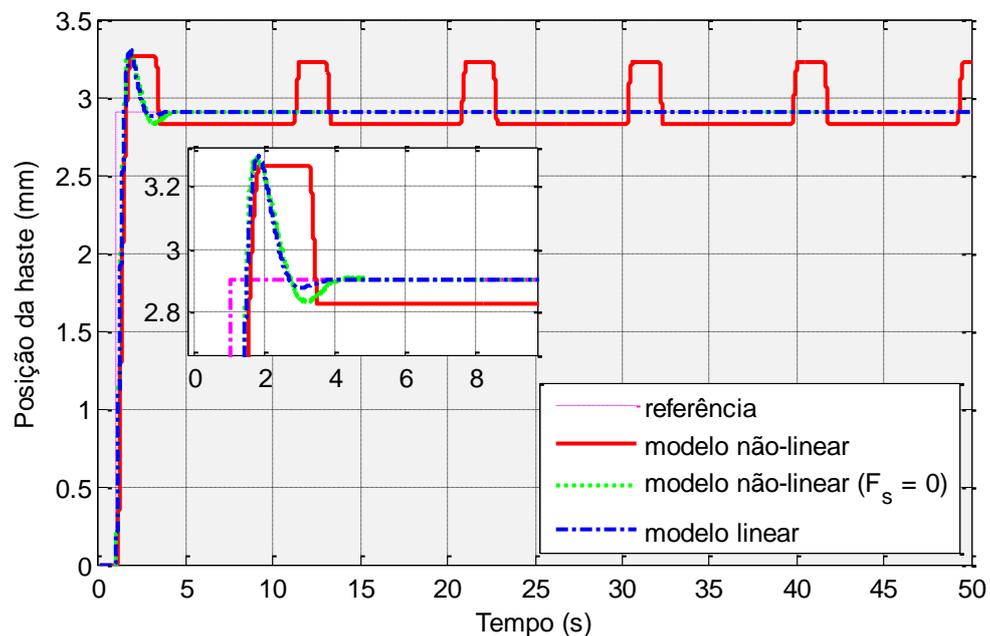


Figura 4.7: Posição da haste na simulação em malha fechada com o controlador PID.

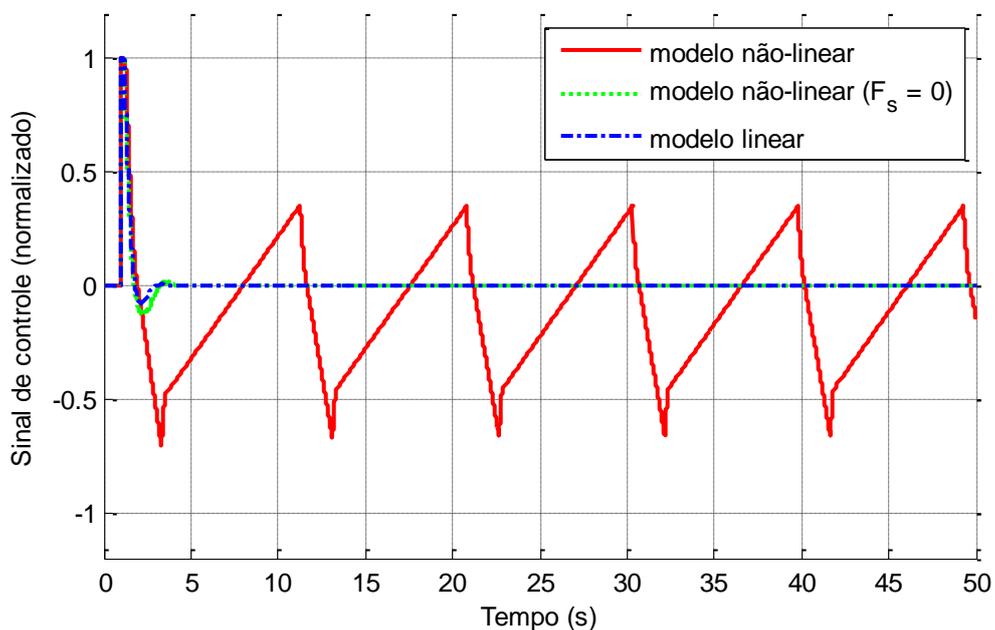


Figura 4.8: Sinal de controle na simulação em malha fechada com o controlador PID.

A partir dos resultados, verifica-se que para o controle PID o modelo linear novamente apresenta uma resposta satisfatória, apresentando um sobressalto de 12%, que pode ser observado no detalhe exibido no próprio gráfico da Figura 4.7. Por outro lado, o resultado do sistema em malha fechada do modelo não-linear apresentou um resultado insatisfatório com erro em regime permanente, caracterizado por oscilações sustentáveis. Já o sinal do controlador apresenta um formato de dente de serra, que, segundo Campos e Teixeira (2010), é um comportamento típico das válvulas de controle que apresentam agarramento. Ao considerar o atrito estático nulo, a resposta do modelo não-linear se aproxima do modelo linear, com uma diferença perceptível no sobrepasso.

As oscilações apresentadas na resposta caracterizam um problema que ocorre em tarefas de posicionamento sujeitas a condições muito severas de atrito seco, especialmente nos casos em que os erros de posicionamento são muito pequenos (Sobczyk, 2009). Esse fenômeno é estreitamente relacionado com o movimento adere-desliza (*stick-slip*). O atuador pneumático de diafragma e mola empregado para controlar a tarefa de posicionamento não consegue ter uma resposta rápida o suficiente para acompanhar a variação repentina na força de atrito quando a haste entra em movimento. Dessa forma, o atuador age sobre o sistema aplicando uma força excessiva na haste nos primeiros instantes de seu movimento e, com isso, fazendo-a ultrapassar a posição desejada antes de parar, através de um salto (*slip-jump*). Então, quando o sistema de controle reverte sua ação a fim de posicionar a haste corretamente, o mesmo efeito volta a acontecer, dessa vez no sentido oposto. Sob determinadas condições, tal como na simulação e no experimento, esse fenômeno pode entrar em um processo de repetição indefinida, fazendo com que a haste seja mantida em movimento em torno da posição desejada, mas nunca parando nela como pretendido.

É importante ressaltar que a oscilação em torno da posição desejada, na simulação e no experimento, ocorre de forma assimétrica, ou seja, o valor máximo e mínimo, bem como o tempo de duração da mesma são diferentes acima e abaixo da referência. Além disso, o esforço de controle atinge valores superiores durante o enchimento da câmara em relação ao período de exaustão. Isso reforça a característica de histerese do sistema, conforme discutido na seção anterior, e é consequência das diferenças entre as dinâmicas de pressurização e despressurização da câmara.

A partir desta situação, conclui-se que, apesar de se tratarem de sistemas com parâmetros distintos, de forma qualitativa, os resultados estão coerentes com o experimento em malha fechada: com o controlador P a posição da haste apresenta erro em regime permanente, já com o controlador PID o modelo prevê a ocorrência de ciclos-limites. É importante ressaltar que o efeito do atrito não é explicitamente modelado pelo algoritmo de controle, assim, o mesmo é interpretado pelo controlador como uma característica não-linear do sistema, que deve ser compensada por meio da ação de controle. O atraso devido à característica de escoamento do ar na servoválvula representa uma dificuldade adicional para a ação de controle superar as dificuldades impostas pelo atrito.

5 Conclusões e Trabalhos Futuros

Neste trabalho, a modelagem do sistema de posicionamento das válvulas de controle de processo na condição de elemento final de controle foi discutida. Os princípios básicos de funcionamento desse sistema na configuração digital e com atuador pneumático de diafragma e mola da válvula de controle foram apresentados, incluindo-se a descrição de seus principais componentes e características. Constatou-se que as válvulas de controle de processo são sistemas cujo comportamento dinâmico possui diversos aspectos fortemente não-lineares, que dificultam o controle das mesmas e causam a degradação do desempenho do controle de processo.

Foi realizado o desenvolvimento de um modelo dinâmico de 3ª ordem para a representação do comportamento dinâmico deste sistema em simulações e para fins de projeto de controladores. Em particular, foi estudada a dinâmica de pressurização da câmara do atuador e a caracterização da vazão mássica através da servoválvula. O modelo obtido foi avaliado a partir de dados disponíveis na literatura e de um ensaio experimental, por meio de simulações do sistema sob condições tão similares quanto possível.

A natureza e comportamento do subsistema pneumático limitam a velocidade de resposta da válvula de controle de processo, de modo que o tempo de resposta do mesmo é significativo considerando os critérios de desempenho estabelecidos na literatura. Os resultados das simulações também foram utilizados para confirmar a similaridade no comportamento das não-linearidades da válvula de controle de processo: histerese, banda morta e agarramento. No que diz respeito à histerese do sistema, o subsistema pneumático novamente apresenta uma parcela de contribuição para a ocorrência deste fenômeno. A presença do atrito estático está intimamente relacionada com a banda morta e o agarramento, que no caso da resposta em malha fechada com a presença da ação de controle integral, causa oscilações indesejadas. Nesta condição, a histerese apresenta-se como uma dificuldade adicional para a ação de controle superar a dificuldade imposta pelo atrito estático, já que existe uma assimetria na resposta do sistema condicionada à posição da haste da válvula em relação à posição desejada.

Com base nos resultados observados ao longo deste trabalho, conclui-se que o modelo é capaz de representar satisfatoriamente os principais fenômenos dinâmicos envolvidos no funcionamento de uma válvula pneumática de controle de processo com atuador de diafragma e mola.

A partir dos estudos realizados ao longo deste trabalho, sugere-se completar o trabalho de validação experimental do modelo e desenvolver técnicas de controle que visam superar os problemas de posicionamento da válvula de controle processo identificados, com base no modelo desenvolvido. Além disso, pode-se incluir o modelo do controle do processo envolvido e analisar a interação com o sistema de posicionamento da válvula de controle, de acordo com os critérios de desempenho do primeiro.

6 Referências Bibliográficas

- Al-Bender, F., Lampaert, V., Swevers, J. (2005) The Generalized Maxwell-Slip Model: A Novel Model for Friction Simulation and Compensation, *IEEE Transactions on Automatic Control*, 50(11), pp. 1883 – 1887.
- Ali, H. I., Noor, S. B., Bashir, S. M., e Marhaban, M. H. (2009). A Review of Pneumatic Actuators (Modeling and Control). *Australian Journal of Basic and Applied Sciences*, 3(2), pp. 440-454.
- Armstrong-Hélouvry, B., Dupont, P., e Canudas de Wit, C. (1994). A survey of models, analysis tools and compensation methods for the control of machines with friction. *Automatica*, 30(7), pp. 1083–1138.
- Baeza, J. R. (2013). *Controle não linear aplicado a malhas de controle com válvulas de alto atrito*. Dissertação de Mestrado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia de Telecomunicações e Controle, São Paulo.
- Baumann, H. D. (2008). *Control Valve Primer: A User's Guide* (4th ed. ed.). ISA - The Instrumentation, Systems and Automation Society.
- Beater, P. (2007). *Pneumatic Drives - System Design, Modelling and Control*. Berlin: Springer.
- Brásio, A. S., Romanenko, A., e Fernandes, N. C. (2014). Modeling, Detection and Quantification, and Compensation of Stiction in Control Loops: The State of the Art. *Industrial Engineering Chemistry Research*, pp. 15020-15040.
- Campos, M. C., e Teixeira, H. C. (2010). *Controles Típicos de Equipamentos e Processos Industriais* (2ª ed.). São Paulo: Edgard Blücher.
- Canudas de Wit, C., Olsson, H., Aström, K. J., e Lischinsky, P. (March de 1995). A New Model for Control of Systems with Friction. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 40(3), pp. 419–425.
- Choudhury, M. A., Jain, M., e Shah, S. L. (2006). Automatic detection and quantification of stiction in control valves. *Control Engineering Practice*, 14, pp. 1395–1412.
- Choudhury, M. A., Shah, L. S., e Thornhill, N. F. (2008). *Diagnosis of Process Nonlinearities and Valve Stiction*. Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- Choudhury, M. A., Thornhill, N. F., e Shah, S. L. (2004). Modelling valve stiction. *Control Engineering Practice*, 13, pp. 641–658.
- Coughanowr, D. R., e LeBlanc, S. E. (2009). *Process Systems Analysis and Control* (3 rd. Edition ed.). McGraw-Hill Education.
- Cuadros, M. A. (2010). *Quantificação e Compensação de Atrito em Válvulas de Controle Pneumáticas*. Tese de Doutorado em Engenharia Elétrica, Universidade Federal do Espírito Santo, Centro Tecnológico, Vitória.
- Dupont, P., Armstrong, B., Hayward, V. Elasto-Plastic Friction Model: Contact Compliance and Stiction, *Proceedings of the American Control Conference*, Vol. 2, pp.1072-1077, 2000.
- Entech. (1998). *Control Valve Dynamic Specification* (Version 3.0 ed.). Austin, Texas, USA: Emerson Process Management.
- Farenzena, M., e Trierweiler, J. O. (2010). Modified PI controller for stiction. *In Proceedings of the 9th International Symposium on Dynamics*. Leuven.
- Fisher. (2005). *Control Valve Handbook* (4ª ed.). USA: Fisher Controls International LLC.
- Fisher. (2012). ET, EAT, and ETR Sliding-Stem Control Valves. Marshalltown, Iowa, USA.
- Fisher. (2015). 657 Actuator Sizes 30/30i through 70/70i and 87. Marshalltown, Iowa, USA.

- Fitzgerald, B. (1995). *Control Valves for the Chemical Process Industries*. New York: McGraw-Hill Professional Publishing.
- Garcia, C. (2008). Comparison of friction models applied to a control valve. *Control Engineering Practice*, 16(10), pp. 1231-1243.
- Heras, S. d. (2003). Improving gas dynamic models for pneumatic systems. *International Journal of Fluid Power*, 4, pp. 47–56.
- Holloway, M. D., Nwaoha, C., e Onyewuenyi, O. A. (2012). *Process plant equipment : operation, control, and reliability* (1ª ed.). New Jersey: John Wiley e Sons.
- Horch, A. (2000). *Condition monitoring os control loop*. Ph.D. thesis, Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden.
- International Organization for Standardization. (1989). *ISO 6358 Pneumatic fluid power – Components using compressible fluids – Determination of flow-rate characteristics*. Genève.
- ISA. (1979 (R 1993)). ANSI/ISA-S51.1. *Process Instrumentation Terminology*. North Carolina: ISA- Instrument Society of America.
- ISA. (1983). ISA–S75.05–1983. *Control Valve Terminology*. EUA: ISA - Instrument Society of America.
- Kano, M., Maruta, H., Kugemoto, H., e Keiko, S. (2004). Practical model and detection algorithm for valve stiction. *Proceedings of IFAC DYCOPS*. Cambridge, USA.
- Karnopp, D. (1985). Computer simulation of stick-slip friction in mechanical dynamic systems. *Journal of Dynamics Systems, Measurement and Control*, 107(1), pp. 100-103.
- Kayihan, A., e Doyle III, F. J. (2000). Friction compensation for a process control valve. *Control Engineering Practice*, 8, pp. 799-812.
- Korondi, P., e Gyeveki, J. (2006). Robust Position Control of a Pneumatic Cylinder. *12th International Power Electronics and Motion Control Conference*, pp. 513-518.
- Lai, J.-Y., Menq, C.-H., e Singh, R. (1990). Accurate Position Control of a Pneumatic Actuator. *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, 112, pp. 734-739.
- Lipták, B. G. (2005). *Instrument Engineers' Handbook* (4 edition ed., Vol. II). CRC Press.
- Martin, H. (1995). *The Design of Hydraulic Componentes and Systems*. Grã-Bretanha: Elis Horwood Limited.
- Masoneilan. (2008). Instructions 87/88 Series Spring Diaphragm Actuator. Avon, MA.
- Mishra, P., Kumar, V., e Rana, K. P. (2014). A novel intelligent controller for combating stiction in pneumatic control valves. *Control Engineering Practice*, 33, pp. 94–104.
- Monsen, J. F. (2015). An Insider's Guide to Control Valves e Process Variability. *Flow Control*, 17-20.
- Olsson, H. (1996). *Control systems with friction*. Ph.D. thesis, Lund Institute of Technology, Department of Automatic Control.
- Perondi, E. A. (2002). *Controle Não-linear em Cascata de um Servoposicionador com Compensação do Atrito*. Tese de Doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis.
- Ravanbod-Shirazi, L., e Besançon-Voda, A. (2003). Friction Identification using the Karnop Model, applied to an electropneumatic actuator. *Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers*, 217, pp. 123-138.
- Romano, R. A. (2010). *Identificação de processos não-lineares e quantificação de atrito em válvulas de controle*. Tese de Doutorado, Escola Politécnica da universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia de Telecomunicações e Controle, São Paulo.

- Romano, R. A., e Garcia, C. (2008). Karnopp Friction Model Identification for a Real Control Valve. (R. A. Romano, e C. Garcia, Eds.) *Proceedings of the 17th World Congress The International Federation of Automatic Control*.
- Romano, R. A., e Garcia, C. (2011). Valve friction and nonlinear process model closed-loop identification. *Journal of Process Control*, 21, pp. 667–677.
- Seborg, E. D., Edgar, T. F., Mellichamp, D. A., e Doyle III, F. J. (2011). *Process dynamics and control* (3ª ed.). Hoboken, NJ, USA: John Wiley e Sons.
- Shu, N., e Gary, M. B. (2005). Development of a Nonlinear Dynamic Model for a Servo Pneumatic Positioning System. *Proceedings of the IEEE International Conference on Mechatronics and Automation*, pp. 43-48.
- SMAR. (2014). Manula de Instruções do Posicionador de Válvulas Fieldbus FY302. Sertãozinho, São Paulo, Brasil.
- Sobczyk, M. R. (2009). *Controle em Cascata e a Estrutura Varável com Adaptação de Parâmetros e Compensação de Atrito de um Servoposionador Pneumático*. Tese de Doutorado, Univerisadade Federal do Rio Grande do Sul, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Porto Alegre.
- Stenman, A., Gustafsson, F., e Forsman, K. (2003). A segmentation-based method for detection of stiction in control valves. *International Journal of Adaptive Control and Signal Processing*, 17, pp. 625–634.
- Swevers, J., Al-Bender, F., Ganseman, C. G., Projogo, T. (2000). An Integrated Friction Model Structure With Improved Presliding Behavior For Accurate Friction Compensation, *IEEE Transactions on Automatic Control*, 45(4), pp. 675 –686.
- Valdiero, A. C., Bavaresco, D., e Andrighetto, P. L. (2008). Experimental Identification of the Dead Zone in Proportional Directional Pneumatic Valves. *International Journal of Fluid Power*, 9, pp. 27-34.
- Virvalo, T. (1995). *Modelling and design of a pneumatic position servo system realized with comercial componenets*. PhD Thesis, Tampere University of Technology, Tampere.
- Young, C. D. (1955) Pneumatic-hydraulic cylinder positioners. *Proceedings on the National Conference on Fluid Power*, pp 41–48.

APÊNDICE I – Linearização das Equações de Estado

Este apêndice descreve os procedimentos para a obtenção das equações de estado lineares a partir do modelo não linear de 3ª ordem (3.02, 3.09 e 3.23) utilizado para o projeto dos controladores na Seção 4.3.2. Esse apêndice está organizado como segue: a Seção I.1 trata da linearização da equação de vazão mássica nos orifícios de passagem na servoválvula e na câmara do atuador, bem como a linearização e adaptação da equação de equilíbrio dinâmico na haste do atuador. Na Seção II.2 é apresentada a função de transferência de 3ª ordem do modelo linear.

A linearização é realizada através da expansão e truncamento no termo de primeira ordem da série de Taylor das funções não lineares que descrevem o sistema, e é efetuada em torno de um ponto médio de operação em que o sistema está em equilíbrio, caracterizado doravante pelo subíndice “*eq*”. Para realizar a linearização, se faz necessário a hipótese de que as características de escoamento de ar sejam consideradas simétricas nos dois sentidos de deslocamento da haste.

I.1 Equações lineares

Levando-se em consideração o caso em que ocorre o enchimento da câmara de pressurização, no regime subsônico, a Equação (3.19) pode ser reescrita como:

$$\dot{m} = A_0(u)p_{sup} \sqrt{\frac{2\gamma}{(\gamma-1)RT} \left[\left(\frac{p}{p_{sup}}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p}{p_{sup}}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]}, \quad (I.01)$$

onde p_{sup} é a pressão de suprimento de ar. Considera-se a hipótese de que as perdas de carga nas tubulações são baixas quando comparadas com as que ocorrem no interior da servoválvula, e que os volumes do interior da servoválvula são muito pequenos com relação aos da câmara do atuador (Perondi, 2002). Desta maneira, a vazão mássica no pórtico da servoválvula é considerada idêntica a da câmara do atuador e a pressão da câmara é igual ao pórtico da servoválvula. Além disso, é considerado que no ponto de linearização a servoválvula encontra-se fechada ($u_{eq} = 0$), pois o sistema está em equilíbrio e que a temperatura do ar é constante e igual à temperatura ambiente ($T_{eq} = T_a$). A expansão da série de Taylor da equação I.01 em torno do ponto central de operação, considerando as hipóteses acima, resulta em:

$$\Delta q_m = K_q \Delta u + K_p \Delta p, \quad (I.02)$$

onde, $K_p = \left. \frac{\partial q_m}{\partial p} \right|_{\substack{p_{eq} \\ u_{eq} \\ T_{eq}}}$ é o coeficiente vazão-pressão, e $K_q = \left. \frac{\partial q_m}{\partial u} \right|_{\substack{p_{eq} \\ u_{eq} \\ T_{eq}}}$ é o ganho de vazão dos orifícios de saída. A partir da Equação (3.24), obtém-se os coeficientes de interesse:

$$K_p = 0 \text{ e } K_q = lp_{sup} \sqrt{\frac{2\gamma}{(\gamma-1)RT_{eq}} \left[\left(\frac{p_{eq}}{p_{sup}}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_{eq}}{p_{sup}}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]}.$$

Pelo procedimento matemático de linearização, no ponto médio de operação considerado, o coeficiente K_p apresentou valor nulo. Conforme a literatura (veja Beater, 2007, por exemplo), a ordem de grandeza do coeficiente vazão-pressão é tipicamente de 10^{-7} a 10^{-9} .

A Equação (3.09) relaciona a vazão mássica na câmara do atuador com sua pressão interna, volume e velocidade de deslocamento da haste. No sentido de facilitar o processo de linearização, considera-se que o movimento da haste se dá num curso de $-L/2$ e $+L/2$. Desta forma, na posição central do atuador a haste encontra-se em $y = 0$, implicando numa translação da coordenada y . Logo, o volume da câmara no ponto de linearização resulta da soma da metade do volume útil do atuador com o volume morto do mesmo, $V_{eq} = AL/2 + V_0$. Portanto, a Equação (3.09) pode ser reescrita como,

$$\dot{m} = -\dot{p} \frac{Ay + V_{eq}}{rRT} + p\dot{y} \frac{A}{RT} \quad (1.03)$$

Adicionalmente, assumem-se as hipóteses de que a temperatura na câmara é constante e igual à temperatura ambiente ($T = T_{eq}$) e que no ponto de linearização a taxa de variação de pressão ao longo do tempo e a velocidade de deslocamento da haste são nulas ($\dot{p} = 0$ e $\dot{y} = 0$). A expansão da Equação (1.03) em torno do ponto central de operação, considerando as hipóteses acima, resulta:

$$\Delta q_m = \frac{\partial q_m}{\partial \dot{y}} \begin{vmatrix} p_{eq} \\ u_{eq} \\ T_{eq} \\ y_{eq} \end{vmatrix} \Delta \dot{y} + \frac{\partial q_m}{\partial \dot{p}} \begin{vmatrix} p_{eq} \\ u_{eq} \\ T_{eq} \\ y_{eq} \end{vmatrix} \Delta \dot{p} + \frac{\partial q_m}{\partial y} \begin{vmatrix} p_{eq} \\ u_{eq} \\ T_{eq} \\ y_{eq} \end{vmatrix} \Delta y + \frac{\partial q_m}{\partial p} \begin{vmatrix} p_{eq} \\ u_{eq} \\ T_{eq} \\ y_{eq} \end{vmatrix} \Delta p, \quad (1.04)$$

de onde resulta:

$$\Delta q_m = p_{eq} \frac{A}{RT_{eq}} \Delta \dot{y} + V_{eq} \frac{1}{rRT_{eq}} \Delta \dot{p}. \quad (1.05)$$

Definindo as constantes, $C_V = \frac{Ap_{eq}}{RT_{eq}}$ e $C_p = \frac{V_{eq}}{rRT_{eq}}$, obtém-se a seguinte equação:

$$\Delta q_m = C_V \Delta \dot{y} + C_p \Delta \dot{p} \quad (1.06)$$

Aproximando-se a força de atrito por uma parcela de força viscosa equivalente a $F_v \dot{y}$, desprezando a força da pré-compressão da mola F_i e considerando a ausência de forças externas, pode-se reescrever a equação de equilíbrio dinâmico nas partes móveis da válvula de controle como:

$$M\Delta \ddot{y} + F_v \Delta \dot{y} + k\Delta y = A\Delta p \quad (1.07)$$

Considerando que no ponto de linearização as taxas de variação do deslocamento e da velocidade da haste ao longo do tempo são nulas ($\dot{y} = 0$ e $\ddot{y} = 0$) a pressão da câmara nesta condição é dada por $p_{eq} = (kL/2A) + F_i/A$.

1.2 Função de transferência de 3ª ordem

Aqui são realizados os procedimentos necessários para a representação do sistema de equações diferenciais lineares de 3ª ordem na forma de função de transferência. Seja o sistema linear,

$$M\Delta\ddot{y} + F_v\Delta\dot{y} + k\Delta y = A\Delta p$$

$$\Delta\dot{m} = C_v\Delta\dot{y} + C_p\Delta\dot{p} = K_q\Delta u + K_p\Delta p$$

Aplicando a transformação de Laplace com condições iniciais nulas, obtém-se:

$$Ms^2Y + F_v sY + kY = AP, \quad (1.08)$$

$$C_v sY + C_p sP = K_q U + K_p P, \quad (1.09)$$

onde Y , U , P são as transformadas de Laplace das variáveis Δy , Δu e Δp , respectivamente. Assim, a função de transferência de 3ª ordem $Y(s)/U(s)$ obtida a partir do sistema linear (equações 1.08 e 1.09) é a seguinte:

$$G(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{b_0}{s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0}. \quad (1.10)$$

Onde os coeficientes b_0 , a_1 e a_2 são dados por:

$$b_0 = \frac{A K_q}{M C_p}, a_0 = \frac{k K_p}{M C_p}, a_1 = \frac{k}{M} + \frac{A C_v}{M C_p} + \frac{F_v K_p}{M C_p} \text{ e } a_2 = \frac{F_v}{M} + \frac{K_p}{C_p}$$

Utilizando-se os parâmetros apresentados na Seção 4.1, para o caso de baixo atrito, bem como o coeficiente $k_p = 10^{-8}$, a função de transferência do sistema linear é dada por:

$$G(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{1,52 \times 10^6}{s^3 + 5308s^2 + 2,65 \times 10^5 s + 1,01 \times 10^5}.$$

APÊNDICE II – Comportamento do Volume do Atuador

Este apêndice apresenta uma comparação da variação do volume do atuador em função da posição da haste a partir de dados obtidos do manual do fabricante, denominado como volume real, com a equação do volume teórico apresentada no procedimento de modelagem no Capítulo 3. No modelo desenvolvido, considerou-se que a área transversal efetiva do diafragma A é praticamente constante ao longo do curso do atuador, e o volume total V na câmara é dado por $V = Ay + V_0$, onde V_0 é o volume morto na câmara, ou seja, quando a haste está na posição inicial. Os dados do volume real do atuador pneumático do tipo diafragma e retorno por mola, modelo FS-657, foram obtidos em Fisher (2015). A Tabela II-1 apresenta os volumes reais e teóricos:

Tabela II-0.1: Volume do atuador para diferentes posições da haste.

Posição da haste (mm)	Volume real (cm ³)	Volume teórico (cm ³)
0	934	934
11	1470	1424
16	1700	1646
19	1850	1780
29	2330	2225

O gráfico da Figura II.1 apresenta a variação do volume do atuador em função da posição da haste a partir dos dados da Tabela II.1:

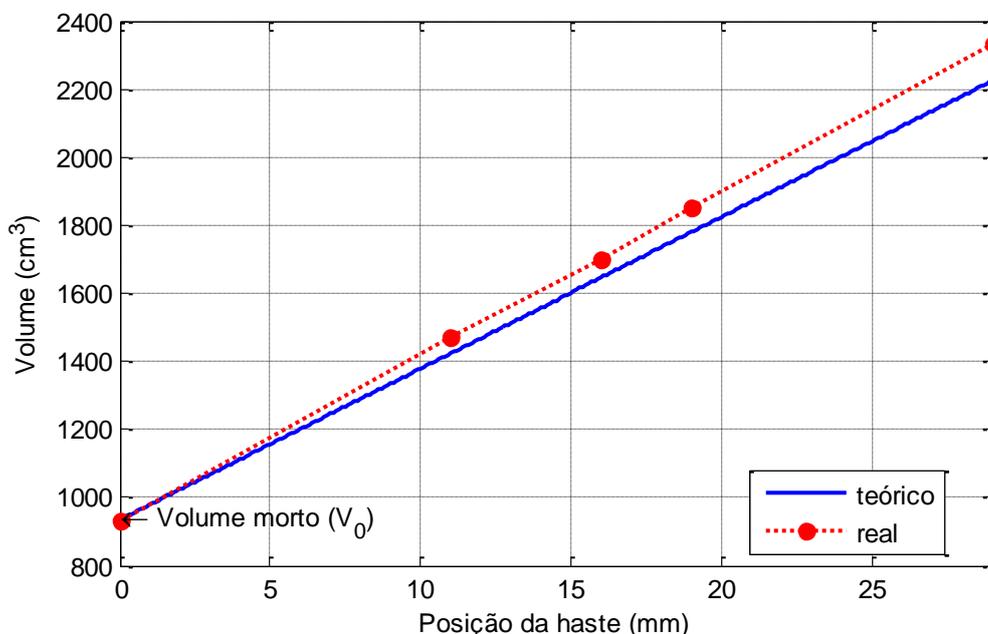


Figura II.1: Variação do volume da câmara em função da posição da haste

A partir do gráfico da Figura II.1, verifica-se que a variação do volume do atuador em função da posição da haste apresenta um comportamento linear, validando a hipótese assumida na modelagem. Além disso, o volume teórico é um pouco inferior ao volume real, de maneira que a diferença aumenta de acordo com a posição da haste. Contudo, o erro máximo é de aproximadamente 5% quando a haste está na posição de 29 mm.