

MARCOS COSTA HUNOLD

**SISTEMA DE POSICIONAMENTO PNEUMÁTICO
ROTATIVO**

Tese apresentada à Escola
Politécnica da Universidade
de São Paulo para obtenção
do título de Doutor em
Engenharia.

São Paulo
1999

MARCOS COSTA HUNOLD

**SISTEMA DE POSICIONAMENTO PNEUMÁTICO
ROTATIVO**

Tese apresentada à Escola
Politécnica da Universidade
de São Paulo para obtenção
do título de Doutor em
Engenharia.

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Dr.
Eduardo Lobo Lustosa Cabral

São Paulo
1999

À minha família.

AGRADECIMENTOS

Ao amigo e orientador Prof. Dr. Eduardo Lobo Lustosa Cabral, pela orientação, incentivo e entusiasmo dado durante todo o trabalho, sem o qual não tornaria possível a realização do mesmo.

Ao Prof. Dr. Carlos C. Tu pela orientação e incentivo dado na execução de diversos processos mecânicos que foram implementados no trabalho.

Aos colegas e amigos do Departamento de Engenharia Mecânica que sempre estavam presentes, dando valiosa colaboração ao meu trabalho.

À Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo – FAPESP, pelo auxílio concedido para realização deste projeto.

Aos colegas Fausto, Renato e Rubens, pela contribuição nos desenhos de projetos realizados na tese.

Ao Sr. Arnaldo e técnicos do IPT, pelas sugestões e pela fabricação de peças dos protótipos da tese.

Aos técnicos da oficina do departamento da Eng. Mecânica, em especial, ao Sr. Ademir, pela fabricação de peças dos protótipos da tese.

A todas as pessoas que colaboram de forma direta e indireta para a execução deste trabalho.

CANDIDATO: MARCOS COSTA HUNOLD

TÍTULO DO TRABALHO: “SISTEMA DE POSICIONAMENTO PNEUMÁTICO ROTATIVO”.

ORIENTADOR: PROF. DR. EDUARDO LOBO LUSTOSA CABRAL.

DATA DA DEFESA: 12.11.1999

Erratas da tese

- 1) Página 05, 1º item:
Onde se lê: “... é feita utilizando-se sinas de referência...”
Leia-se: “... é feita utilizando-se sinais de referência...”
- 2) Página 23, 1º parágrafo:
Onde se lê: “... é o mesmo das válvulas descritas nos itens 2.2.1 e 2.2.2.”
Leia-se: “... é o mesmo das válvulas descritas nos itens 2.3.1 e 2.3.2.”
- 3) Página 39, 2º parágrafo:
Onde se lê: “... para o anel externo um diâmetro igual a 78,35mm.”
Leia-se: “... para o anel externo um diâmetro igual a 78,92mm.”
- 4) Página 39, tabela 3.2:
Onde se lê: “78,35mm”
Leia-se: “78,92mm”
- 5) Página 50, tabela 3.4:
Esclarecimento: o dado da tabela “flutuação da velocidade angular”, $\Delta\omega_2$ (rad/s) é redundante, além de incorreto. Deve ser desconsiderado.
- 6) Página 83, tabela 4.1:
Onde se lê: valor de a_1 igual a 0,21.
Leia-se: valor de a_1 igual a -0,21.
- 7) Página 83, equação 4.26:
Onde se lê: “... +0,21 $\omega(k-2)T$ +...”
Leia-se: “... -0,21 $\omega(k-2)T$ +...”
- 8) Página 87, equação 4.28:
Onde se lê: “... 0,90753 $\times 10^{-3}$...”
Leia-se: “... -0,90753 $\times 10^{-3}$...”
- 9) Página 93, figura 5.2, legenda da primeira foto:
Onde se lê: “motor CC” com uma seta indicando o motor pneumático.
Leia-se: “motor pneumático”.
- 10) Página 103, 3º parágrafo:
Onde se lê: “...e os resultados obtidos é fornecida na seção 5.6.”
Leia-se: “...e os resultados obtidos são fornecidos na seção 5.6.”
- 11) Página 109, 3º parágrafo:
Esclarecimento: O atraso existente no sistema não ocorre em função do transporte do ar entre os orifícios da válvula e o motor pneumático. Pode ser explicado como efeito do atrito e dos volumes das câmaras do motor pneumático.
- 12) Página 113, 1º parágrafo:
Onde se lê: “... que implica em baixos tempos de resposta....”
Leia-se: “... que implica em elevados tempos de resposta....”

13) Página 114, figura 5.9:

Onde se lê: P_σ

Leia-se: P_e

14) Página 115, equação 5.36:

$$\text{Onde se lê: } \frac{f_1\left(\frac{P_1}{P_2}\right)}{f_1\left(\frac{P_e}{P_1 - \Delta P}\right)} \left(\frac{P_s}{P_1 - \Delta P}\right)^{1/k} = \alpha$$

$$\text{Leia-se: } \frac{f_1\left(\frac{P_1}{P_s}\right)}{f_1\left(\frac{P_e}{P_1 - \Delta P}\right)} \left(\frac{P_s}{P_1 - \Delta P}\right)^{1/k} = \alpha$$

15) Página 120, equação 5.41:

Onde se lê: $P_3 = P_2 - \Delta P$

Leia-se: $P_2 = P_1 - \Delta P$

16) Página 123, figura 5.15, gráficos de vazão e de rotação:

Esclarecimento: a legenda do eixo das abscissas destes gráficos está descrita de forma parcial. Entenda-se como: $\Delta P/P_s$

17) Página 123, figura 5.15, legenda da figura:

Onde se lê: ----- : -29,32mm² - modelo

----- : -19,44mm² - modelo

----- : -9,38mm² - modelo

Leia-se: : -29,32mm² - modelo

----- : -19,44mm² - modelo

----- : -9,38mm² - modelo

18) Sem numeração, Apêndice 1: "Desenhos de Conjunto e Fabricação do Redutor a Tração"

Esclarecimento: o terceiro desenho deste apêndice possui um diâmetro incorreto do corpo do redutor que está descrito como 78,5mm. Entenda-se esta medida como 78,92mm.

SUMÁRIO

Lista de Figuras	IV
Lista de tabelas	IX
Resumo	X
Abstract	XII
1. Introdução	1
1.1. Objetivo	1
1.2. Justificativas	2
1.3. Contribuições e inovações do trabalho	10
1.4. Sumário Estruturado da Tese	11
2. Revisão da Literatura	13
2.1. Literatura sobre sistemas de acionamento pneumáticos	13
2.2. Literatura sobre teoria de controle e controle digital	18
2.3. Literatura sobre válvulas pneumáticas proporcionais	19
2.3.1. Válvula carretel de 5 vias	21
2.3.2. Válvula D	21
2.3.3. Válvula tipo placa	22
2.3.4. Válvula eletropneumática de carretel	23
2.3.5. Válvula modulada por largura de pulso	24
2.4. Literatura sobre redutores aplicados a sistemas de posicionamento	26
3. Redutor a Tração	32
3.1. Configuração do redutor a tração	32
3.2. Análise cinemática do redutor	36
3.2.1. Relação de redução	36
3.2.2. Determinação dos diâmetros dos elementos rolantes	39
3.3. Dimensionamento do redutor	41
3.4. Testes do Redutor a tração	44
3.4.1. Determinação do erro de transmissão angular e da flutuação da velocidade angular	46
3.4.2. Determinação da folga e da rigidez torsional	50
3.4.3. Ensaio para determinação de Torque Máximo	52
3.5. Resultados Finais e Conclusões	52

4. Válvula pneumática proporcional de 4 vias	55
4.1. Configuração e funcionamento da válvula proporcional	57
4.2. Dimensionamento da válvula	61
4.3. Vazões através da válvula	62
4.3.1. Escoamento de gases através de um orifício	62
4.3.2. Modelo das vazões através da válvula	65
4.3.3. Determinação dos parâmetros da válvula	69
4.4. Dinâmica da válvula proporcional	77
4.4.1. Modelo matemático da válvula proporcional	77
4.4.2. Identificação dos parâmetros do modelo dinâmico	81
4.4.3. Resultados e análise	83
4.5. Controle de posição da válvula proporcional	86
5. Sistema MPAR-Válvula	90
5.1. Sistema Físico MPAR-Válvula	90
5.2. Modelo Dinâmico do Sistema MPAR	94
5.2.1. Balanços de massa	95
5.2.2. Balanço de momento	97
5.2.3. Vazão de vazamento do motor pneumático	99
5.3. Modelo para o cálculo das vazões de entrada e saída do MPAR	100
5.4. Cálculo dos parâmetros do modelo do MPAR	103
5.4.1. Identificação dos parâmetros da vazão de vazamento	104
5.4.2. Identificação dos parâmetros das equações de balanço do MPAR	105
5.5. Modelo dinâmico do sistema MPAR-Válvula	108
5.6. Principais características do comportamento dinâmico do sistema MPAR-Válvula	112
5.7. Condição de Regime Permanente	114
5.7.1. Análise teórica do desempenho do MPAR em função do coeficiente de proporcionalidade da válvula	114
5.7.2. Resultados experimentais do sistema MPAR-Válvula em regime permanente	120
6. Controle do sistema MPAR-Válvula	124
6.1. Considerações Gerais	124
6.2. Modelo Linear do Sistema MPAR-Válvula	126
6.3. Controlador PD (Proporcional-Derivativo)	131
6.4. Controlador PID	134
6.5. Projeto do controlador por realimentação de estados	137
6.6. Resultados Finais	142
7. Conclusões	143
7.1. Introdução	143
7.2. Conclusões	145
7.3. Propostas para trabalhos futuros	149

Referências Bibliográficas _____ **151**

APÊNDICE 1. Desenhos de conjunto e Fabricação do Redutor a Tração

APÊNDICE 2 . Desenhos de Conjunto e Fabricação da Válvula Pneumática Proporcional

Lista de Figuras

<u>Figura 1.1</u> : Foto do sistema experimental MPAR-Válvula.....	1
<u>Figura 2.1</u> : Esquema de funcionamento da válvula carretel.....	21
<u>Figura 2.2</u> : Válvula tipo D.....	22
<u>Figura 2.3</u> : Válvula placa, na posição fechada.....	23
<u>Figura 2.4</u> : Válvula eletropneumática em corte transversal, BACKÉ (1986).....	24
<u>Figura 2.5</u> : Configuração da válvula modulada por largura de pulso.....	25
<u>Figura 2.6</u> : Esquema da parte central do redutor cicloidal.....	28
<u>Figura 2.7</u> : (a) Redutor harmônico com rotor elíptico, (b) curva rotação versus %torque.....	29
<u>Figura 2.8</u> : Desenho de conjunto simplificado do redutor planetário composto à tração.....	31
<u>Figura 3.1</u> : Vista lateral do redutor a tração do MPAR.....	34
<u>Figura 3.2</u> : Esquema do braço, visualizando rasgos que permitem pequenos movimentos radiais.....	35
<u>Figura 3.3</u> : Corte parcial do redutor a tração do MPAR.....	36
<u>Figura 3.4</u> : Vista frontal do redutor a tração.....	37
<u>Figura 3.5</u> : Desenho de conjunto do redutor a tração.....	40
<u>Figura 3.6</u> : Vista frontal parcial do redutor com as forças normais e tangencias indicadas no planeta e no sol.....	42
<u>Figura 3.7</u> : Curva média S-N para fadiga por forças de contato, com probabilidade de 10% de falha segundo JUVINALL (1991).....	44
<u>Figura 3.8</u> : Foto do arranjo experimental para realização dos testes do redutor.....	45
<u>Figura 3.9</u> : Gráficos de posição e velocidade angular do eixo de entrada e saída do redutor, para rotação no sentido horário.....	48
<u>Figura 3.10</u> : Gráficos do erro de transmissão angular e da flutuação de velocidade angular em uma volta do eixo de saída do redutor para o sentido horário.....	48
<u>Figura 3.11</u> : Gráficos de posição e velocidade angular do eixo de entrada e saída do redutor, para rotação no sentido anti-horário.....	49
<u>Figura 3.12</u> : Gráficos do erro de transmissão angular e da flutuação de velocidade angular em uma volta do eixo de saída do redutor para o sentido anti-horário.....	49

<u>Figura 3.13</u> : Folga e rigidez torsional do redutor.	51
<u>Figura 3.14</u> : Gráfico ângulo de rotação do redutor em função do torque aplicado para ensaio de determinação do torque máximo do redutor.	52
<u>Figura 4.1</u> : Esquema simplificado de funcionamento da válvula tipo placa linear.	57
<u>Figura 4.2</u> : “Circularização” da válvula tipo placa linear.	58
<u>Figura 4.3</u> : Formação dos orifícios de pressão e escape da válvula rotativa, para uma variação angular, θ , do disco rotativo (elemento deslizante).	59
<u>Figura 4.4</u> : Desenho tridimensional em corte do primeiro protótipo da válvula pneumática, GOUVEIA (1996).	60
<u>Figura 4.5</u> : Fluxo de massa através de um orifício simples de área variável.	62
<u>Figura 4.6</u> : Comportamento de $f_1(P_d/P_u)$ em função de P_d/P_u	64
<u>Figura 4.7</u> : Gráfico do comportamento ideal e real do fluxo de massa em função da área do orifício de uma válvula carretel, descrito em BLACKBURN (1960).	64
<u>Figura 4.8</u> : Modelo da válvula proporcional com dois orifícios em série, um variável e outro fixo.	65
<u>Figura 4.9</u> : Gráfico de W/W_1 em função de $C_{d0}A_0/C_{d1}A_1$, indicando o efeito da saturação, TAYLOR (1971).	66
<u>Figura 4.10</u> : Configuração da bancada experimental para ensaios da válvula.	70
<u>Figura 4.11</u> : Gráfico da vazão de ar em função da área de abertura dos orifícios de pressão.	73
<u>Figura 4.12</u> : Comportamento da vazão em função da abertura dos orifícios de pressão na região de fechamento.	74
<u>Figura 4.13</u> : Comportamento da vazão em função da área de abertura para os orifícios de escape.	75
<u>Figura 4.14</u> : Curvas da vazão real e da vazão ajustada pelo modelo de dois orifícios em série, para os orifícios de pressão.	76
<u>Figura 4.15</u> : Curvas da vazão real e da vazão ajustada pelo modelo de dois orifícios em série, para os orifícios de escape.	77
<u>Figura 4.16</u> : Esquema de ligação dos componentes de acionamento da válvula para a identificação dos parâmetros do modelo dinâmico.	78
<u>Figura 4.17</u> : Diagrama de blocos dos elementos que serão modelados.	79
<u>Figura 4.18</u> : Diagrama de blocos do modelo da válvula proporcional em malha aberta.	83

Figura 4.19: Gráfico da velocidade angular do disco da válvula em função de degraus de tensão aplicados ao motor CC.	84
Figura 4.20: Gráfico da velocidade angular do disco da válvula em função de degraus em $u(kT)$ de várias amplitudes.....	85
Figura 4.21: Gráfico da velocidade angular do disco da válvula em função de degraus em $u(kT)$ de várias amplitudes.....	85
Figura 4.22: Lugar das raízes do sistema em tempo discreto associado ao controlador PD. O símbolo “o” representa os zeros do sistema, o símbolo “x” os pólos da malha aberta e o símbolo “+”os pólos da malha fechada.	88
Figura 4.23: Gráfico da posição angular da abertura da válvula para um transiente de posicionamento com referência igual a $7,2^\circ$	89
Figura 4.24: Diagrama de blocos do sistema de controle da válvula em malha fechada.....	89
Figura 5.1: Esquema simplificado da bancada experimental.	92
Figura 5.2: Fotos de vista lateral e superior da bancada experimental.	93
Figura 5.3: Esquema simplificado de um motor pneumático.....	94
Figura 5.4: Esquema utilizado para o modelo de cálculo das vazões de entrada e de saída do MPAR.	101
Figura 5.5: Vazão de vazamento pelo motor medida e ajustada.	105
Figura 5.6: Diagrama de blocos com os componentes do modelo do sistema MPAR-Válvula.	108
Figura 5.7: Resposta experimental e de simulação do modelo para um transitório de partida do motor pneumático, redução de velocidade e parada.	110
Figura 5.8: Resposta experimental e de simulação do modelo para um transitório de partida, inversão e parada do motor pneumático.....	111
Figura 5.9: Esquema simplificado do escoamento de ar no sistema MPAR-Válvula sem saturação.....	114
Figura 5.10: Gráfico das pressões na entrada e saída da carga de um sistema pneumático em função da perda de pressão, (a) pressão na entrada e (b) pressão na saída.	116
Figura 5.11: Gráfico das vazões de ar em um sistema pneumático para alguns valores de α	117

<u>Figura 5.12</u> : Gráfico das vazões de ar em um sistema pneumático, normalizadas em relação à vazão para $\alpha=1$ em função da perda de pressão, para alguns valores de α	118
<u>Figura 5.13</u> : Gráfico de $\Omega/\Omega_{\alpha=1}$ para um motor pneumático em função de ΔP , para alguns valores de α	119
<u>Figura 5.14</u> : Gráficos de pressão, vazão e rotação em função de $\Delta P/P_s$, para uma condição de funcionamento em regime permanente com P_s igual a 6,5bar absoluto e o motor girando no sentido horário.....	122
<u>Figura 5.15</u> : Gráficos de pressão, vazão e rotação em função de $\Delta P/P_s$, para uma condição de funcionamento em regime permanente com P_s igual a 6,5bar absoluto e o motor girando no sentido anti-horário.....	123
<u>Figura 6.1</u> : Diagrama de blocos da malha fechada de controle de posição do MPAR.....	124
<u>Figura 6.2</u> : Resultados experimentais e de simulação do modelo do sistema MPAR-Válvula para um transiente de partida.....	128
<u>Figura 6.3</u> : Lugar das raízes para o controlador PD. O símbolo “o” representa os zeros da malha aberta, o símbolo “x” os pólos da malha aberta e o símbolo “+”os pólos da malha fechada.....	132
<u>Figura 6.4</u> : Lugar das raízes para o controlador PD, ampliado na região dos pólos dominantes.....	132
<u>Figura 6.5</u> : Transiente de posicionamento do sistema MPAR-Válvula para o controlador PD, para um valor de referência de 25°.....	133
<u>Figura 6.6</u> : Transiente de posicionamento do sistema MPAR-Válvula para o controlador PD com compensação da zona morta, para um valor de referência de 25°.....	134
<u>Figura 6.7</u> : Lugar das raízes para o controlador PID. O símbolo “o” representa os zeros da malha aberta, o símbolo “x” os pólos da malha aberta e o símbolo “+”os pólos da malha fechada.....	135
<u>Figura 6.8</u> : Lugar das raízes para o controlador PID, ampliado na região dos pólos dominantes.....	136
<u>Figura 6.9</u> : Transiente de posicionamento do sistema MPAR-Válvula para o controlador PID, para um valor de referência de 25°.....	137

<u>Figura 6.10</u> : Transitório de posicionamento do sistema MPAR-Válvula para o controlador de espaço de estados, para um valor de referência de 25°	141
<u>Figura 7.1</u> : Diagrama de blocos do sistema controle do MPAR-Válvula	144

Lista de tabelas

<u>Tabela 3.1</u> : Configurações de redutores planetários, descrita em CISNEROS (1996).....	33
<u>Tabela 3.2</u> : Valores dos diâmetros dos elementos rolantes do redutor a tração do MPAR.	39
<u>Tabela 3.3</u> : Características de precisão de redutores de velocidade angular.	46
<u>Tabela 3.4</u> : Resultados do erro de transmissão angular e da flutuação de velocidade angular.	50
<u>Tabela 3.5</u> : Variáveis do dimensionamento do redutor.	53
<u>Tabela 4.1</u> : Coeficientes do modelo dinâmico da válvula em tempo discreto (equação 4.25).	83
<u>Tabela 5.1</u> : Coeficiente do polinômio para ajuste da vazão de vazamento através do motor.	105
<u>Tabela 5.2</u> : Valor dos parâmetros das equações de balanço do modelo MPAR.	108
<u>Tabela 6.1</u> : Coeficientes do modelo linear em tempo discreto do sistema MPAR-Válvula.	127
<u>Tabela 6.2</u> : Valores da matriz de ganhos da alocação de pólos proposta.	140

Resumo

Este trabalho apresenta o desenvolvimento de um sistema de posicionamento pneumático rotativo. Este sistema possui características de precisão e rigidez compatíveis com a de sistemas de acionamento de robôs e máquinas CNC.

O sistema de posicionamento é constituído por um motor pneumático de palhetas, um redutor planetário a tração e uma válvula pneumática proporcional de 4 vias. O motor pneumático acoplado ao redutor a tração é denominado como MPAR (Motor Pneumático de Alta Rigidez). O redutor a tração é dimensionado, fabricado e testado. Os resultados dos testes demonstram que este redutor pode ser classificado como sendo de precisão em razão da baixa flutuação de velocidade, do pequeno erro de transmissão e da ausência das folgas. A válvula pneumática proporcional de 4 vias é dimensionada, fabricada e testada. Os resultados dos testes demonstram que a válvula possui uma resposta linear, apresentando saturação significativa apenas nos orifícios de escape e um pequeno vazamento quando totalmente fechada. É realizado um estudo do seu comportamento dinâmico e baseado no modelo desenvolvido é elaborado o projeto do sistema de controle da abertura de seus orifícios.

Uma vez definidos os equipamentos, realiza-se o estudo do comportamento dinâmico e em regime permanente do MPAR associado à válvula. Este estudo fornece subsídios para o projeto do sistema de controle do MPAR. Desenvolve-se uma análise teórica em regime permanente onde se demonstra que o aumento da área de passagem do orifício de escape em relação ao orifício de pressão aumenta o desempenho do motor pneumático. Esta análise é comprovada experimentalmente. Este fato é uma inovação em relação aos tipos de válvula existentes no mercado

A próxima etapa do trabalho é o projeto do sistema de controle do MPAR. Nesta fase são propostos controladores convencionais como um PD (Proporcional-Derivativo) e um PID (Proporcional-Integral-Derivativo) e um controle por realimentação de estados. Dentre estes controladores, o controlador por realimentação de estados apresenta a melhor precisão de posicionamento, com o menor erro de regime, embora apresente uma resposta dinâmica aquém da desejada.

A partir dos resultados obtidos nesta tese, conclui-se que o sistema de posicionamento pneumático rotativo possui características de precisão adequadas. Contudo, novas soluções devem ser propostas para o sistema de controle do MPAR de forma a melhorar a resposta dinâmica do sistema em malha fechada.

Abstract

This thesis describes the development of a rotary pneumatic positioning system that, due to the achieved precision and stiffness, can be used to drive robots and CNC machine tools. This positioning system consists of a rotary vane air motor, a planetary traction drive speed reducer and a pneumatic four way proportional valve. The limited stiffness of the air motor is augmented by the speed reducer resulting in the “High Stiffness Pneumatic Motor – MPAR”.

The planetary traction reducer is designed, built and tested. The measured results indicate that it has zero backlash coupled with very low speed fluctuations and transmission errors. This classifies it as a precision reducer.

The pneumatic four-way proportional valve is also designed, built and tested. The results show that the valve is linear; it has only a significant saturation at the exhaust ports and a small leak when totally closed. Its dynamic characteristics are measured and a model is made to be used in the design of the orifice area control system.

Next, the dynamic and steady state behaviours of the MPAR and valve acting together are studied. This furnished the information necessary for the design of the control system for the MPAR. Also, the steady state analysis shows that by making the exhaust ports areas larger than that of the intake, performance is significantly improved. This innovation is not found in present day commercial valves.

Finally, the design of the MPAR control system is done. Conventional PD, PID and state feedback controllers are implemented and tested. Results show that the state feedback controller is the best because it gives the smallest position errors although its dynamic response is not very adequate. Therefore, it is concluded that this rotary pneumatic positioning system has good precision but that further research is needed to provide it with an adequate closed loop dynamic response.

Capítulo 1

Introdução

1.1. Objetivo

O objetivo deste trabalho é desenvolver um sistema de posicionamento pneumático rotativo, que tenha características de rigidez e precisão compatíveis com os sistemas de acionamento de robôs manipuladores e máquinas de comando numérico.

Para viabilizar este objetivo, além de projetar, testar e especificar os equipamentos do sistema, realiza-se o estudo teórico e experimental do comportamento dinâmico e em regime permanente deste sistema, para então, especificar um controlador que em conjunto com o sistema, forneçam as características de desempenho desejadas.

Este sistema é constituído por uma válvula pneumática proporcional de 4 vias, um motor pneumático de palhetas e um redutor planetário a tração. O conjunto formado pelo motor-redutor é aqui denominado como MPAR (Motor Pneumático de Alta Rigidez). A figura 1.1 apresenta os componentes do MPAR acoplado à válvula proporcional.

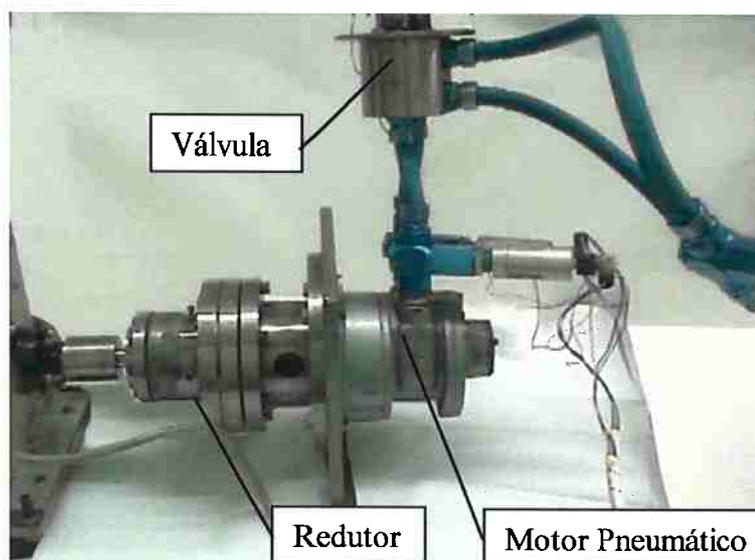


Figura 1.1: Foto do sistema experimental MPAR-Válvula.

Este trabalho pode ser dividido nas seguintes etapas:

- Projeto, fabricação e testes de um redutor a tração;
- Otimização do projeto da válvula pneumática proporcional desenvolvida por GOUVEIA (1996). Neste trabalho esta válvula é aprimorada para se obter um protótipo com melhor desempenho;
- Estudo experimental para comprovar a análise teórica desenvolvida por GOUVEIA (1996) predizendo uma melhoria no desempenho de um motor pneumático acoplado à válvula proporcional, em função do aumento do orifício de escape em relação ao orifício de pressão da válvula;
- Estudo teórico e experimental do comportamento dinâmico e em regime permanente da válvula pneumática proporcional;
- Estudo teórico e experimental do comportamento dinâmico e em regime permanente do sistema MPAR-Válvula (válvula proporcional acoplada ao MPAR);
- Desenvolvimento e testes de controladores para o controle de posição do MPAR.

Como citado acima, alguns equipamentos utilizados neste sistema de posicionamento são baseados em estudos e desenvolvimentos realizados em outros trabalhos. A válvula utilizada para controlar a vazão de ar para o motor pneumático foi concebida por GOUVEIA (1996), sendo que neste trabalho é realizada uma otimização do projeto original. O desenvolvimento teórico apresentado no Capítulo 5 está baseado no trabalho de GOUVEIA (1996), bem como parte do Capítulo 4 e da revisão da literatura, no que diz respeito aos tipos de válvula pneumáticas proporcionais. O modelo do sistema MPAR utilizado é baseado no modelo desenvolvido por HUNOLD (1993) com algumas modificações. O projeto do redutor a tração desenvolvido em CISNEROS (1996) forneceu informações importantes para o desenvolvimento do novo redutor a tração.

1.2. Justificativas

No passado, de acordo com ATLAS (1976), sistemas pneumáticos eram muito utilizados para realização de tarefas de acionamento, inclusive esta tecnologia foi a primeira a ser aplicada na indústria de processos, principalmente na área de controle, como menciona BABB (1990). Atualmente, persistem três tecnologias de acionamento: a pneumática, a

elétrica e a hidráulica. Usualmente, as aplicações da área pneumática são frequentes onde não são exigidos grandes esforços, com posicionamentos de baixa precisão e com movimentos lineares ou rotacionais parciais. Assim, os acionadores que posicionam os braços robóticos e as mesas de máquinas de controle numérico com alta precisão são, invariavelmente, elétricos ou hidráulicos. Quando os esforços exigidos são baixos, acionadores elétricos (como motores, solenóides, etc.) dos mais variados tipos são usados. Porém, quando os esforços exigidos são altos, acionadores hidráulicos (como cilindros, motores, etc.) são utilizados.

Os acionadores hidráulicos oferecem alta rigidez e alta relação esforço-peso segundo TU et al (1990), porém, têm uma série de inconveniências, tais como: são “sujos” e perigosos devido ao vazamento de óleo sob pressão de até 350 atms, são caros devido à grande precisão necessária (qualidade ISO-3) dos componentes mecânicos do sistema hidráulico (como válvulas, bombas, etc) e são barulhentos devido ao fato de que as bombas de óleo precisam estar localizadas perto do acionador.

Os acionadores elétricos, por outro lado, são limpos, baratos e silenciosos. Porém, apresentam as grandes inconveniências de baixa relação esforço-peso e baixa rigidez. Isto ocorre porque os materiais ferromagnéticos saturam a uma densidade de fluxo magnético inconvenientemente baixa. Na melhor das hipóteses, segundo TU et al (1990), o esforço magnético por unidade de área do ferro, atinge somente o equivalente a aproximadamente 20 atmosferas, um valor que é uma ordem de grandeza menor do que a do hidráulico. Estas baixas características podem ser contornadas utilizando-se um bom redutor. Porém, existe um outro inconveniente que limita esses motores: as perdas do motor elétrico são dissipadas na forma de calor dentro do próprio motor. Assim, o tamanho do motor tem que ser suficientemente grande para que a temperatura interna não deteriore a isolamento dos fios elétricos.

Finalmente, um motor elétrico esquenta bastante quando é travado ou quando a sua rotação é repentinamente revertida. Ressalta-se que, atualmente, há motores elétricos especiais que possuem características que os tornam vantajosos, principalmente quando associados a parafusos de esferas recirculantes calibrados, fornecendo um sistema com rigidez e precisão para uso em robôs e mesas de comando numérico. Entretanto, para sistemas com movimentos rotativos a utilização de parafusos com esferas recirculantes se torna inconveniente e em alguns casos impraticáveis. Além disso, existem aplicações onde os motores elétricos não são adequados, como áreas com risco de explosão.

Os atuadores hidráulicos e elétricos são largamente utilizados em acionamento de máquinas e robôs, apesar de apresentarem algumas características indesejáveis. O motor pneumático não apresenta algumas das desvantagens dos atuadores hidráulicos e elétricos e portanto, poderia ser uma terceira opção para o acionamento de sistemas de precisão com movimentos rotativos. Porém, não na sua forma atual pois o motor pneumático também possui limitações sérias que precisam ser contornadas.

Existem várias configurações de motor pneumático, mas a mais popular é o motor de palhetas devido à sua simplicidade mecânica, arranjo compacto, alta confiabilidade, facilidade de manutenção, e custo relativamente baixo. Segundo SZABO (1977), estes motores operam de 100 a 60000rpm, dependendo do seu diâmetro. O motor pneumático pode ser travado por tempo indeterminado sem perigo de aquecimento. A sua rotação pode ser revertida tantas vezes quanto se desejar, em questão de milissegundos. Devido à sua baixa inércia, estes motores podem ser acelerados e desacelerados quase que instantaneamente, de zero à velocidade final em milissegundos. Segundo ATLAS (1976), as vantagens que estimulam o uso de motores pneumáticos nas indústrias são as seguintes:

- segurança e confiabilidade: os motores pneumáticos podem trabalhar em ambientes agressivos sem afetar a sua operação, não necessitando de qualquer sistema especial de proteção;
- suave transmissão de potência: um motor pneumático opera suavemente, isto é, sem trancos, variando sua velocidade continuamente, desde de zero até o regime;
- compacto e resistente: a carcaça vedada protege o motor pneumático contra estragos mecânicos e ataques químicos;
- suporta sobrecarga: um motor pneumático pode ser sobrecarregado até sua parada, não tendo problema de superaquecimento.

O motor pneumático é geralmente menos eficiente do que os motores elétricos. Porém, ao contrário dos elétricos, as perdas não são dissipadas na forma de calor no próprio motor. São levadas pelo ar e dissipadas na atmosfera. O ar é limpo e o motor torna-se não muito barulhento se silenciadores adequados forem instalados. O motor pneumático é inerentemente compacto, seu tamanho é cerca de 1/3 do tamanho de um motor elétrico equivalente.

Contudo, o motor pneumático sofre de uma limitação fundamental que tem restringido o seu uso em sistemas que exigem controle de precisão, como nos braços robóticos e máquinas CNC. O ar a baixa pressão (por volta de 6-7atms, que é a pressão normalmente disponível em fábricas) é altamente compressível. Isto torna o motor pneumático pouco rígido comparado aos sistemas hidráulicos. A rigidez dos acionadores pneumáticos chega a ser três ordens de grandeza menor do que a rigidez dos atuadores hidráulicos. Porém, essa limitação pode ser contornada com o uso de um redutor eficiente. A análise a seguir explica tal fato.

Em sistemas rotativos, a rigidez é definida como:

$$k = \frac{\tau}{\theta}, \quad (1.1)$$

onde k é a rigidez, τ é torque e θ é ângulo. Dado um redutor ideal acoplado a um motor com rigidez k_1 , admitindo que não haja perdas no redutor, tem-se que:

$$\theta_1 = n\theta_2 \quad (1.2)$$

e

$$\tau_2 = n\tau_1, \quad (1.3)$$

onde n é a taxa de redução. Portanto, a rigidez vista na saída do redutor, k_2 , é dada por:

$$k_2 = \frac{\tau_2}{\theta_2} = n^2 \frac{\tau_1}{\theta_1}. \quad (1.4)$$

Assim, por exemplo, se n for igual a 100, a rigidez é aumentada 10^4 vezes. Isto é mais do que suficiente para tornar um motor pneumático mais rígido do que um motor hidráulico. Análise semelhante pode ser feita para a inércia J , obtendo-se:

$$J_2 = n^2 J_1. \quad (1.5)$$

Este aumento de rigidez pode ser visto também como um aumento da frequência natural do conjunto motor pneumático-sistema acionado. Esta frequência natural é dada, segundo MERRIT (1967) e GUILLON(1969), por:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_m}{J_t}}, \quad (1.6)$$

onde k_m é a rigidez do motor pneumático e J_t é a inércia total vista pelo motor. Porém, a inércia total pode ser calculada por:

$$J_t = (J_m + J_1/n^2), \quad (1.7)$$

onde J_m é a inércia do motor, J_1 é a inércia do sistema acionado (de um braço de um robô por exemplo) e (J_1/n^2) é a inércia J_1 refletida no eixo do motor. Novamente, se n for igual a 100, a inércia J_1/n^2 é reduzida em 10^4 vezes. Isto torna J_m e J_1/n^2 da mesma ordem de grandeza. A título de exemplo, se $J_1/n^2 = 3 J_m$, então J_t será quatro vezes maior que a inércia do motor sozinho; isto reduz pela metade ω_n . Porém como a frequência natural do motor sozinho é alta, cerca de 50Hz, a rapidez da resposta do sistema ainda será adequada para a grande maioria das aplicações. Obviamente, pode-se aumentar mais n de modo que $J_1/n^2 \ll J_m$ e assim ω_n não sofrerá diminuição.

Porém, um aumento em n pode piorar demais a relação torque-inércia pois, quando um redutor é acoplado ao motor, a inércia aumenta proporcionalmente com $n^{1/3}$, quando comparado a um sistema equivalente sem redutor. Isto ocorre pela razão dada a seguir.

Sejam dois sistemas de motores pneumáticos, 1 e 2, com o mesmo torque, mesma velocidade, ω , e portanto, a mesma potência na saída. O sistema 1 possui um motor com velocidade $n\omega$, que é reduzida, através de um redutor, para a velocidade ω . O sistema 2, consiste de um motor maior, mas geometricamente semelhante ao do sistema 1 com velocidade de saída ω , sem, portanto, um redutor. O volume deslocado por volta do motor 1 é n vezes menor que o do motor 2 e, conseqüentemente, as suas dimensões são $n^{1/3}$ vezes menores. Em particular, o diâmetro d_2 e o comprimento L_2 do rotor do motor 2 são $n^{1/3}$ vezes o diâmetro d_1 e o comprimento L_1 do motor 1.

A inércia de um motor de palhetas é essencialmente a inércia do rotor cilíndrico girante. Dessa forma, a inércia J_m do motor 1 é dado por :

$$J_{m1} = \rho\pi L_1 d_1^4 / 32, \quad (1.8)$$

e a do motor 2 é dada por:

$$J_{m2} = \rho\pi(L_1 n^{1/3})(d_1 n^{1/3})^4 = \rho\pi n^{5/3} L_1 d_1^4 / 32 = n^{5/3} J_{m1} . \quad (1.9)$$

A inércia do motor 1 visto na saída do redutor é $n^2 J_{m1}$. Assim, o aumento da inércia vista pelo sistema acionado (saída do redutor) é fornecida por:

$$\frac{(n^2 J_{m1})}{J_{m2}} = n^{1/3} . \quad (1.10)$$

Voltando ao problema da diminuição da relação torque-inércia provocada pelo aumento de n , considere a relação torque-inércia dada por:

$$\frac{\text{torque}}{\text{inércia}} = \frac{\tau}{n^2 J_m + J_1} = \frac{\tau/J_1}{n^2 (J_m/J_1) + 1} . \quad (1.11)$$

No exemplo anterior quando $J_1/n^2 = 3 J_m$, a relação torque-inércia diminuiu 25%. Mas se n for muito maior, a diminuição poderá ser grande demais. Porém, como a relação torque-inércia do motor pneumático é muito maior que a do motor elétrico, n pode ser bem alto e mesmo assim manter uma relação torque-inércia adequada.

Com relação à frequência natural, ela pode ser aumentada também pelo aumento da pressão do ar usado. O torque é diretamente proporcional à pressão, P_0 , logo a rigidez será também diretamente proporcional à pressão, de acordo com a equação (1.1), e, portanto, ω_n será proporcional a $P_0^{1/2}$, de acordo com a equação (1.6). Assim, se P_0 for igual a 60 atmosferas (ao invés das 6-7 atmosferas normalmente utilizadas), ω_n pode ser superior a 100 Hz, um valor equivalente ao dos sistemas hidráulicos. Dessa forma, variando-se n (e também P_0) pode-se obter uma frequência ω_n adequada à rapidez de resposta desejada. Como foi demonstrado, a relação torque-inércia diminui ligeiramente com n . No entanto, como esta relação já é bastante alta para motores pneumáticos, isto não será prejudicial. Esta relação também pode ser aumentada pelo aumento de P_0 . A medida que, dentro de certos limites, a inércia não é afetada pela pressão, a relação torque-inércia é diretamente proporcional à pressão. Fazendo-se P_0 igual a 60 atmosferas, a relação torque-inércia será 10 vezes maior do que a de sistemas usuais com P_0 igual a 6 atmosferas.

Concluindo, o uso de um motor pneumático associado a um redutor ideal possui alta rigidez e alta relação torque-inércia ou torque-peso. Isto o torna ideal para o controle preciso de robôs e máquinas CNC, desde que um redutor ideal esteja disponível.

A próxima questão, então, é definir qual redutor utilizar no sistema MPAR. O tipo de redutor mais simples é o redutor de engrenagens dentadas, porém tais redutores possuem altas inércias e folga entre os dentes. Existem meios de contornar a folga, mas são soluções mecanicamente complexas. Além disso, a redução geralmente é pequena por estágio, o que obriga o uso de redutores com múltiplos estágios. Isto aumenta muito o tamanho e a inércia do redutor. A rosca sem fim é uma exceção, possuindo alta redução por estágio, porém, além de ter folga e desgaste rápido, é altamente ineficiente. Dessa forma, estes redutores não são adequados por não serem compactos e por possuírem altas inércias e tamanho avantajado.

Existem dois tipos de redutores que não possuem as desvantagens mencionadas acima, são os redutores harmônicos e os cicloidais. Ambos são redutores comerciais, que apesar de poderem ter folga zero, apresentam outros problemas, como rigidez baixa no caso do harmônico e alto atrito estático, para o cicloidal.

Atualmente está surgindo uma nova filosofia, aplicável a redutores de velocidades, que utiliza como princípio ativo na transmissão de torque e de velocidade, o atrito entre duas superfícies metálicas, no lugar dos dentes de engrenagens. Utilizando o princípio de tração, o tipo de redutor que mais se adapta é o redutor tipo planetário, pois é um redutor extremamente simples e compacto, inclusive, teoricamente, a relação de redução pode ser infinita em um redutor com dois estágios compostos. Os redutores planetários são de fabricação mais simples do que os redutores cicloidais. O redutor a tração não apresenta folga e a sua rigidez é maior do que a rigidez de um redutor convencional, pois não possui dentes, sendo que as engrenagens dos redutores convencionais, são neste redutor, substituídas pelo atrito entre partes deslizantes.

Enfim, a seleção do redutor deve levar em consideração os seguintes aspectos:

- Alta relação de redução, a fim de eliminar o problema da rigidez causada pelo efeito de compressibilidade do ar existente nos motores pneumáticos;
- Peso não muito elevado, para que não se reduza a relação esforço-peso do sistema MPAR;

- Não introduzir no sistema não-linearidades como atritos, folgas e dinâmicas indesejáveis em função, por exemplo, de grandes acréscimos de inércia. Se existirem tais características, devem ser minimizadas;
- Baixo nível de vibração quando em movimento e em qualquer instante de operação (partida, operação em regime, transitórios e parada).

A partir das características citadas, optou-se, de início, por utilizar um redutor a tração. Assim, o redutor planetário composto a tração desenvolvido por CISNEROS (1996) foi inicialmente escolhido, mas quando foi testado, se mostrou inadequado para a aplicação no sistema MPAR. Diante disto, optou-se por projetar e construir um novo redutor a tração, de um único estágio, e portanto com menor relação de redução.

Em vista de todos estes fatos, a proposta deste trabalho é estudar o uso do MPAR no posicionamento rotativo de precisão. A concepção e a especificação dos equipamentos utilizados no sistema procura atender as características mencionadas, isto é:

- redutor sem folga;
- um motor pneumático de palhetas apresenta relação esforço-peso alta;
- a válvula pneumática possui características geométricas que aumentam a eficiência do motor, em relação às válvulas proporcionais existentes;
- um controle de posição, implementado digitalmente, possibilita a obtenção de características de precisão e rigidez, mesmo na presença de atrito e outras não-linearidades, desde que técnicas de controle sofisticadas sejam utilizadas.

Acrescenta-se às justificativas apresentadas, que este trabalho integra os resultados de outros trabalhos realizados ao longo do desenvolvimento deste sistema e que o mesmo formaliza as melhores soluções para o sistema dentro do tempo disponível para este estudo. Assim, foram testados três protótipos de válvula proporcional pneumática e dois redutores a tração, para então utilizá-los no sistema MPAR. Futuramente, outras melhorias podem ser executadas nos equipamentos isolados.

Ressalta-se que o desenvolvimento do sistema de posicionamento tem como principal objetivo a sua utilização para o acionamento de braços de robôs e manipuladores, os quais são mecanismos de alta precisão que exigem grande exatidão dos seus sistemas de acionamento, visando um bom posicionamento do braço. Segundo ASADA (1987), robôs

avançados como o HDD-1 da Matsushita, o ADEPT-1 da Adept Technology e os robôs tipo “Direct-Drive” desenvolvidos no Massachusetts Institute of Technology e em Carnegie Mellon, exibem um erro de precisão no posicionamento de seu ponto final de atuação da ordem de 10 a 30 microns. Para se obter uma grande precisão no posicionamento de qualquer motor é essencial um sistema de controle preciso que leve em consideração os aspectos básicos da dinâmica do sistema. Assim, além de projetar e conceber a integração dos equipamentos, este trabalho realiza um estudo teórico de modelagem matemática que permite realizar o projeto do controlador do sistema. Obviamente, se o sistema de controle, ou seja, o sistema de posicionamento do motor, não for eficiente e preciso todas as vantagens do MPAR descritas anteriormente serão desperdiçadas.

1.3. Contribuições e inovações do trabalho

As principais inovações deste trabalho são as concepções de novos equipamentos como a válvula e o redutor. Apesar da válvula não ter sido concebida neste trabalho, ela aqui é otimizada para uma aplicação específica, além de se comprovar experimentalmente que ela possibilita um aumento do desempenho de um motor pneumático. O redutor é completamente desenvolvido e testado neste trabalho e, apesar de apresentar alguns problemas, representa uma grande inovação.

Este trabalho reúne uma série de resultados teóricos e experimentais de um sistema de posicionamento pneumático e seus equipamentos. Assim, acrescentando-se às informações anteriormente citadas, pode-se dizer que este trabalho é inovador, pois:

- a válvula pneumática proporcional tem concepção original no que se refere as suas características geométricas, tendo sido, inclusive, objeto de um pedido de patente, CABRAL et al (1997);
- a idéia de utilizar um motor pneumático associado a um redutor de alta relação de redução em um único bloco, também é uma concepção original que foi objeto de um pedido de patente, TU et al (1990). Embora, neste trabalho, o motor e o redutor são elementos independentes, os resultados a serem obtidos poderão ser utilizados no projeto de um MPAR de um único bloco;

- o estudo da dinâmica e do regime permanente do sistema MPAR-Válvula é também original, e este fornece subsídios para o desenvolvimento do projeto do sistema de controle;
- o sistema de controle do MPAR é capaz de posicionar o eixo de saída com uma precisão adequada.

1.4. Sumário Estruturado da Tese

Os capítulos da tese são elaborados com a estrutura descrita a seguir.

O Capítulo 1 (Introdução) apresenta os objetivos do trabalho, definindo a sua abrangência, as justificativas que motivaram a realização do trabalho, as contribuições e inovações obtidas com o trabalho e, finalmente, a estrutura da tese.

O Capítulo 2 (Revisão da Literatura) apresenta uma pesquisa da literatura sobre sistemas de posicionamento pneumático, válvulas, motores pneumáticos e redutores utilizados em sistemas de posicionamento. Inclui-se nesta análise, todas as referências utilizadas para determinação do modelo matemático e do controle do sistema.

O Capítulo 3 (Redutor Planetário a Tração) apresenta o projeto básico do redutor a tração, detalhando aspectos de dimensionamento e resultados de testes experimentais aplicados para avaliar o desempenho do protótipo.

O Capítulo 4 (Válvula Pneumática Proporcional de 4 Vias) apresenta a válvula pneumática, fornecendo o projeto básico da mesma e as inovações deste projeto. Em seguida, é realizada uma análise teórica do seu funcionamento em regime permanente, para determinar os coeficientes de descarga dos orifícios da válvula e para obter um modelo para descrever os efeitos de saturação da vazão em função da abertura da válvula. Ao final, determina-se um modelo matemático para a dinâmica da válvula e com base neste modelo é realizado o projeto do sistema de controle da abertura da válvula.

O Capítulo 5 (Sistema MPAR-Válvula) apresenta um estudo do sistema MPAR acoplado à válvula em regime permanente e dinâmico. Um modelo físico completo do sistema é elaborado a partir de equações físicas. Este modelo é finalizado com a determinação dos seus parâmetros e com a comparação de seus resultados com resultados experimentais. Em seguida,

é realizado um estudo teórico-experimental a fim de se comprovar que a válvula possui características que aumentam a eficiência do sistema MPAR-Válvula.

O Capítulo 6 (Controle do Sistema MPAR-Válvula) apresenta os controladores utilizados no sistema, o seu projeto e a teoria básica pertinente aos mesmos. Estes controladores são projetados a partir de um modelo linear do sistema. Este modelo é desenvolvido com técnicas de identificação de sistemas lineares, tendo como base as informações obtidas a partir do modelo do sistema desenvolvido no Capítulo 5. Finalmente, os controladores são implementados, testados e avaliados experimentalmente para se verificar se o sistema satisfaz as especificações de desempenho exigidas para a aplicação desejada.

O Capítulo 7 (Conclusões) analisa todos os resultados obtidos em cada uma das etapas deste trabalho, verificando se os objetivos foram alcançados. Em seguida, trabalhos futuros são propostos e descritos de forma resumida.

Capítulo 2

Revisão da Literatura

O estudo da literatura fornece o estado da arte de sistemas e de equipamentos similares aos utilizados, bem como a teoria envolvida nas diversas etapas do trabalho. Esta revisão da literatura está dividida de acordo com a divisão estabelecida nas etapas do trabalho. Assim, como este trabalho consiste em um sistema de posicionamento pneumático, levantou-se referências relativas a esta área. Como o trabalho trata também de válvulas, pesquisou-se o campo de válvulas pneumáticas proporcionais e assim por diante. Como existem diversos equipamentos diferentes, esta revisão é dividida em itens abrangendo os seguintes tópicos:

- Sistemas de acionamento pneumático. Neste item são analisados trabalhos relativos ao posicionamento com uso de motores pneumáticos, avaliando-se principalmente as técnicas de controle utilizadas e os resultados obtidos. Cita-se também algumas informações sobre os equipamentos utilizados em trabalhos que apresentam análises experimentais e modelagem de sistemas pneumáticos rotativos;
- Técnicas de controle clássico e moderno, e de identificação de sistemas que foram aplicadas neste trabalho são citadas brevemente;
- Válvulas pneumáticas proporcionais. Neste tópico são apresentadas as principais válvulas reguladoras utilizadas em sistemas pneumáticos;
- Redutores de velocidade utilizados em sistemas de posicionamento.

2.1. Literatura sobre sistemas de acionamento pneumáticos

Como foi citado no item 1.2, o acionamento pneumático foi a primeira tecnologia desenvolvida para realizar tarefas automáticas. ATLAS (1976) fornece um relato histórico de como a tecnologia pneumática se desenvolveu. Com relação aos motores pneumáticos, sua utilização ocorreu, de um modo eficaz a partir do século XIX, onde realmente conseguiu-se dominar e operar sistemas de ar comprimido comercialmente. Nesta ocasião, motores de até

70Kw foram utilizados em acionamento de máquinas operatrizes, máquinas de moldagem, prensas, etc. Sistemas pneumáticos eram utilizados inclusive na geração de energia para redes elétricas de iluminação.

As tecnologias elétrica e hidráulica vieram posteriormente à pneumática, e por longos anos estas três tecnologias foram utilizadas em função de suas características e aperfeiçoamentos tecnológicos. Em FESTO (1996), faz-se uma comparação entre os três tipos de acionamento ressaltando que o acionamento pneumático é largamente utilizado em acionamentos lineares, com o uso de cilindros.

Os acionamentos rotativos utilizados em robôs e mesas de CNC, em geral, são realizados através de motores elétricos. Entretanto, recentemente diversos trabalhos de pesquisa foram desenvolvidos apontando a possibilidade de utilizar um motor pneumático em tarefas de acionamento onde se exigem precisão maiores. Dentre estes trabalhos citam-se MAHGOUB (1995) e MAHGOUB (1996). Nestes trabalhos é apresentado um manipulador, cujo elemento de acionamento é um motor pneumático de pistão acoplado a um redutor de engrenagem. Este motor é controlado por uma válvula solenóide de 5 vias do tipo carretel e um sistema de controle digital com um amplificador que possui um circuito "Dither".

Os estudos realizados por Mahgoub são semelhantes ao proposto neste trabalho, mas a especificação de precisão é inferior à proposta para o MPAR, pois o redutor de engrenagem gera erros maiores que o do MPAR. Em MAHGOUB (1996), trabalha-se com um manipulador de um grau de liberdade e em MAHGOUB (1995) com um e três graus de liberdade. As principais características e conclusões destes trabalhos são as seguintes:

- A válvula possui atrito, zona morta, histerese e saturação. Além das não-linearidades apresentadas pela válvula, ocorre a presença de atrito e do efeito de compressibilidade do ar no motor;
- Para o manipulador de um grau de liberdade, a estratégia de controle utilizada é de um controlador PID modificado, trabalhando na forma de incrementos de correção, e ainda com o ganho proporcional variável em função do erro existente, que é chamado de interpolação. Isto permite que o controle funcione melhor, mesmo diante dos efeitos das não-linearidades do sistema;
- O "Dither", que é uma componente de ruído de alta frequência somado ao sinal de acionamento da válvula, é utilizado para que o carretel da válvula deslize com um

atrito menor, reduzindo o efeito desta não-linearidade;

- A avaliação do controle é feita utilizando-se sinas de referência para a posição angular do sistema de posicionamento de um grau de liberdade, nas formas de degrau e de senoide;
- No caso do robô de três graus de liberdade, cinco estratégias diferentes de controle de posição são apresentadas. Destas, quatro estratégias estão baseadas nas equações de movimento do manipulador, que são: controle ótimo com realimentação e retroalimentação ("feedforward") dos vetores de estado; "controle em tempo real", que é o algoritmo anterior mas com uso da medida dos estados a cada instante de amostragem e duas estratégias semelhantes às anteriores, porém com características preditivas. A última estratégia é a do controlador PID, descrita anteriormente;
- Algumas justificativas são apresentadas para o uso de motores pneumáticos em sistemas de acionamento de precisão que se assemelham às apresentadas no item 1.2 (justificativas) deste trabalho;
- É realizado um estudo completo da dinâmica do sistema de posicionamento, baseado nas respostas temporais aos sinais de entrada na forma de degrau e na resposta em frequência.

BACKÉ (1986) aborda de uma forma ampla o uso de servoposicionadores pneumáticos em acionamentos com precisão para braços manipuladores e mesas de máquinas CNC, com uso de cilindros e motores pneumáticos. O trabalho analisa a precisão de posicionamento, os equipamentos envolvidos, o controle e a implementação digital e conclui que é viável utilizar o sistema pneumático. Novamente, são citadas algumas das considerações já mencionadas no item 1.2 (justificativas) para o sistema MPAR.

BOBROW (1988) também analisa uma aplicação de um servoposicionador pneumático para robôs, mas sua aplicação utiliza um cilindro aplicado a um grau de liberdade. Neste trabalho, é elaborada uma modelagem matemática do sistema físico, linearização do modelo, identificação dos seus parâmetros e validação experimental. Em seguida, propõe controladores para o sistema, projetados com uso do lugar das raízes. Analisa as estratégias de controle definidas por dois algoritmos: um controlador proporcional-derivativo (PD) e a técnica de controle moderno "Linear Quadratic Gaussian Control" (LQG). Menciona que para obter a melhor solução utiliza, além da realimentação da posição, um sinal de pressão na

válvula. Os resultados de simulação e experimentais são próximos e a resposta para o controlador LQG, com as realimentações citadas, fornece o melhor resultado. Entretanto, observa-se que esta solução pode ser prejudicada em função da saturação da válvula.

Mais especificamente à área de controle e modelagem matemática, existem inúmeros trabalhos relacionados à pistões pneumáticos e poucos relativos a motores pneumáticos.

LIU (1993) faz um estudo sobre o uso e o controle de um acionamento pneumático onde analisa outros trabalhos, justificando que com as técnicas de controle atuais é possível utilizar um sistema pneumático rotativo em processos automáticos. Afirma, inclusive, que técnicas convencionais, como os controladores PID, não respondem adequadamente pois o sistema a ser controlado possui comportamento não-linear (devido ao efeito de compressibilidade do ar, atritos, etc). Cita o trabalho de SEN-NGAM (1990), que utiliza a técnica de controle adaptativo (com uso de modelo de referência) para posicionar um motor de palhetas que aciona um fuso de esferas associado a uma mesa. No sistema de controle utiliza uma servoválvula do tipo "on-off", um medidor de posição do tipo óptico ("encoder") e um sistema de controle digital. Cita ainda um segundo trabalho, o de FOK (1990) que utiliza a mesma técnica de controle mas com uma servoválvula proporcional, para então concluir que o controle adaptativo utilizado é complexo demais e que se mostra inadequado para um controle preciso. Analisa, então, técnicas de controle "inteligentes" propondo o uso inicial de um controle com lógica nebulosa ("fuzzy") e, posteriormente, redes neurais. Descreve estas técnicas e conclui que podem ser a solução de controle, embora não tenha feito nenhuma implementação.

SHIH (1995) analisa e implementa a lógica nebulosa associada ao "sliding mode control" para controlar um sistema pneumático rotativo semelhante ao citado em LIU (1993). Justifica o uso desta técnica de controle não linear em razão de que em um outro trabalho, SHI (1994), utilizou um controlador PID auto ajustável, aplicado a um sistema de posicionamento de um cilindro pneumático, e teve dificuldades em obter um modelo linear preciso que permitisse um ajuste adequado do controlador. Descreve que o uso da lógica nebulosa melhora o desempenho do "sliding mode control". Os resultados não permitem avaliar a precisão obtida ao final, mas é apresentado um estudo paramétrico, onde se observa o comportamento temporal do sistema em função da variação do número de regras da lógica nebulosa, do valor do intervalo de amostragem e de diferentes pressões de alimentação, concluindo que se forem

utilizados valores otimizados destes parâmetros, com esta técnica o sistema apresenta um bom desempenho.

PU et al (1991) ressalta a pouca literatura existente sobre estudos de dinâmica e controle de motores pneumáticos, enumerando os trabalhos que julga importante na área e cita apenas dois trabalhos, o de DUNLOP (1989) e o de BACKÉ (1986), já analisados anteriormente. Novamente, fornece as mesmas justificativas dos outros trabalhos para o uso de motores pneumáticos em aplicações de posicionamento. Como fato relevante, este trabalho fornece um estudo da dinâmica de um motor, onde propõe um modelo matemático, realiza a sua linearização, a identificação dos seus parâmetros e a validação do modelo a partir de dados experimentais, para propor técnicas de controle convencionais. O modelo é simplificado e o controle fornece erros elevados para a aplicação em robótica, embora conclua que a precisão e repetibilidade dos resultados podem ser melhoradas. Este trabalho fornece informações relevantes sobre a geometria de motores de palhetas, que são utilizadas na modelagem do sistema MPAR.

HUNOLD (1993) realiza um estudo da dinâmica de um motor pneumático acoplado a um redutor cicloidal de alta relação de redução, que forma um sistema similar ao utilizado neste trabalho. Um modelo matemático do sistema é desenvolvido, os seus parâmetros são identificados e posteriormente é realizada uma validação do modelo com dados experimentais. Além disso, é realizada uma análise simplificada da influência dos parâmetros do motor na dinâmica do sistema. Parte deste modelo é utilizada no Capítulo 5.

As principais conclusões que são retiradas destes trabalhos, para orientar o projeto do sistema de posicionamento pneumático rotativo são as seguintes:

- Técnicas convencionais de controle (PID, avanço-atraso, etc.) se mostram inadequadas para resolver os problemas de não-linearidades existentes em sistemas pneumáticos. Técnicas de controle modernas devem ser analisadas. Assim, quanto ao tipo de controlador a ser utilizado, fica claro que devem ser analisadas técnicas de controle robustas quanto à presença das não-linearidades existentes;
- O modelo matemático do sistema físico é um instrumento imprescindível no estudo do sistema e fornece detalhes que permitem obter um controle adequado, podendo até ser utilizado como modelo de referência em técnicas de controle adaptativo;
- O uso de um sinal do tipo "Dither" deve ser avaliada. O acionador do motor elétrico

que posiciona a válvula proporcional atualmente proposto, não permite gerar um sinal deste tipo. Trabalhos futuros podem ser propostos com este tipo de sinal acoplado ao circuito acionador da válvula;

- Graças ao advento das técnicas modernas de controle, do uso de microprocessadores (sistemas digitais) em controle, do aperfeiçoamento de equipamentos como motor, válvula e sensores, e do uso frequente do ar comprimido em sistemas industriais, o motor pneumático é uma alternativa de acionamento frente aos motores elétricos e hidráulicos de baixa potência;
- Poucos trabalhos citam que o efeito da compressibilidade do ar pode ser minimizado com o uso de um redutor adequado, mesmo os trabalhos com aplicação em robótica. Esta proposta, feita por TU et al (1990), pode fornecer a melhor solução entre as apresentadas nos trabalhos da área. Se tanto o redutor como o motor forem otimizados e montados em um único bloco, o sistema de posicionamento pneumático rotativo pode apresentar vantagens em relação aos sistemas elétricos e hidráulicos.

2.2. Literatura sobre teoria de controle e controle digital

Uma das etapas deste trabalho é o projeto de controladores. Basicamente, propõe-se controladores de enfoque clássico, como o PID, e de enfoque moderno, como o controle por realimentação de estados. No enfoque clássico, o projeto é baseado em técnicas bastante conhecidas de controle, como o projeto a partir da resposta temporal, empregando o método do lugar das raízes na análise da resposta transitória. Assim, o controlador e o processo de determinação dos seus ganhos podem ser encontrados em diversas referências, que são citadas a seguir. Para o enfoque moderno, utiliza-se uma representação de espaço de estados com uso de um integrador e realimentação dos estados.

Os conceitos básicos da teoria de controle digital foram estudados e obtidos em ASTROM (1984), OGATA (1987), SALES (1990) e FRANKLIN (1990). De um modo geral, estas referências fornecem subsídios para o projeto e a implementação de um controlador em um sistema digital, ressaltando aspectos importantes como, por exemplo, o problema de truncamento e arredondamento que existe na implementação de equações de diferenças com

muitos termos. A sugestão de OGATA (1987), neste caso, é utilizar a equação de diferenças subdividida em várias equações de pequena ordem.

Informações sobre o projeto de controladores convencionais podem ser encontradas em OGATA (1987), e em outras bibliografias básicas de controle clássico, como OGATA (1982) e D'AZZO (1984). As informações sobre controle moderno e controladores por realimentação de estados com introdução de integradores, podem ser obtidas em OGATA (1987), ASTROM (1984) e KAILATH (1980). Este último fornece também, uma boa visão sobre teoria de sistemas lineares.

Para o projeto dos controladores, o trabalho utiliza, em diversas etapas, modelos matemáticos que possuem parâmetros a serem identificados. Nesta etapa de identificação são utilizados métodos descritos em LJUNG (1985). Assim, a aplicação do modelo ARMAX e do processo de estimativa dos parâmetros deste modelo, foram retirados desta referência. O mesmo ocorre nos outros métodos utilizados no processo de identificação dos parâmetros do modelo do sistema MPAR, desenvolvido no Capítulo 5.

2.3. Literatura sobre válvulas pneumáticas proporcionais

Sobre válvulas pneumáticas existe uma infinidade de trabalhos apresentando diversos tipos de válvulas aplicadas ao controle de sistemas de acionamento fluido-mecânicos. Entretanto, sobre válvulas pneumáticas proporcionais, existe um número restrito. A dissertação de mestrado de GOUVEIA (1996) é a principal referência sobre a válvula pneumática proporcional utilizada nesta tese. A maioria das informações apresentadas nesta seção são retiradas desta dissertação. A otimização desta válvula, realizada neste trabalho, é baseada nas conclusões e verificações de GOUVEIA (1996). Além disto, conforme citado nos objetivos, nesta tese são realizados estudos experimentais para comprovar as conclusões teóricas de aumento de eficiência e de desempenho do motor pneumático quando associado a esta válvula desenvolvida por GOUVEIA (1996). A seguir procura-se realizar uma breve análise sobre válvulas pneumáticas e sobre a válvula proporcional utilizada.

De um modo geral, existem 4 tipos básicos de válvulas reguladoras de fluxo: as de elemento deslizante, as de elemento de assento, as de elemento de divisão de fluxo e as moduladoras de largura de pulso, conforme descrito em BLACKBURN (1960) e ROYSTON

et al (1993).

As válvulas de elemento de assento, controlam o fluxo através da variação da distância entre duas superfícies cônicas. Quando em contato, estas superfícies garantem uma excelente vedação. Porém, para configurações comuns, (sem compensação de forças), grandes esforços são exigidos na operação destas válvulas pelas diferenças de pressões e de áreas existentes na parte superior e inferior do elemento de assento ou obturador. Segundo BLACKBURN (1960), outra característica é que as leis de escoamento através desta válvula são pouco conhecidas e muito complicadas, apresentando grandes não linearidades, especialmente na região de fechamento. As válvulas de elemento de divisão de fluxo, controlam o fluxo nas portas de entrada da carga ou aplicação, através de movimentos transversais do bocal ao longo destas portas. Possuem aplicação somente em sistemas de baixa potência, pela pouca eficiência no aproveitamento da energia contida no fluxo de massa. Além disso, segundo BLACKBURN (1960), suas leis de escoamento são mais complicadas do que para as válvulas de elemento de assento, apresentando não linearidades ao longo de todo o funcionamento. Dessa forma, estes dois tipos de válvulas são pouco utilizadas e portanto, não serão exploradas.

As válvulas que regulam a vazão de fluido por modulação de largura de pulso, como as descritas em ROYSTON et al (1993) e HARADA (1991), não trabalham pela modificação da área de escoamento dos orifícios de pressão e de escape. A regulação da vazão é realizada através da abertura e fechamento dos orifícios com uma frequência muito mais alta do que a de operação da carga. Assim, a vazão média no tempo dependerá da relação entre o tempo do pulso de abertura e o de fechamento. Estas válvulas são em geral limitadas, sendo normalmente utilizadas apenas em aplicações que envolvam um pequeno consumo de ar.

Observa-se que as válvulas de elemento deslizante são as mais utilizadas atualmente. As válvulas de elemento deslizante podem ser do tipo placa ou carretel, BLACKBURN (1960). As válvulas tipo carretel são as mais utilizadas no controle de sistemas hidráulicos e sistemas pneumáticos. BACKÉ (1993) apresenta uma válvula de carretel de 3 vias e dois estágios (acionada pela diferença de pressão entre os dois extremos do carretel). Este tipo de válvula, apesar do alto custo de fabricação, ultrapassou as válvulas tipo placa, principalmente pelo fato de necessitarem de menores forças para atuação do elemento deslizante, devido ao formato cilíndrico. A medida que a válvula objeto deste trabalho é uma válvula de elemento deslizante, descrevem-se a seguir, algumas válvulas deste tipo.

2.3.1. Válvula carretel de 5 vias

Esta válvula, mostrada esquematicamente na figura 2.1, é o tipo mais utilizado no controle de sistemas hidráulicos e pneumáticos. As tolerâncias estreitas, necessárias para garantir a linearidade e um bom ajuste entre o corpo e o carretel, são responsáveis pelo alto custo de fabricação desta válvula. Em sistemas pneumáticos, este ajuste requer ainda mais cuidado, para se evitar vazamentos e preservar a linearidade na operação.

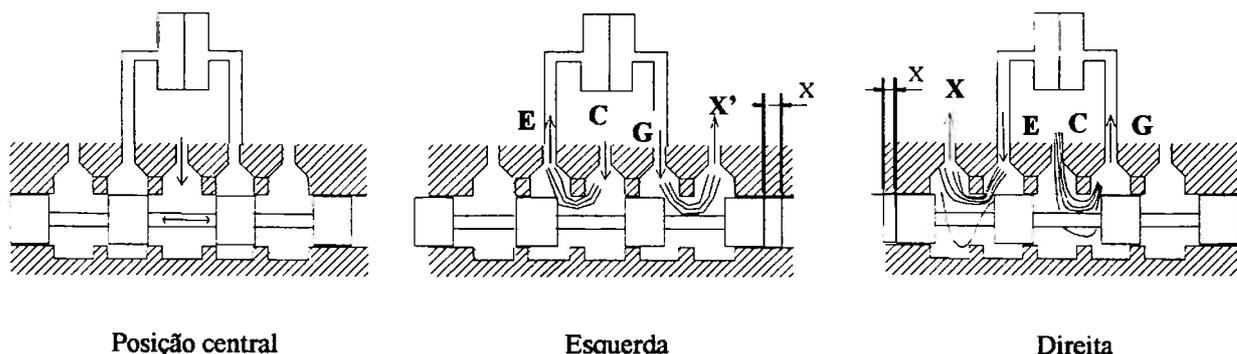


Figura 2.1: Esquema de funcionamento da válvula carretel.

Quando o carretel é movimentado para a direita, o fluxo de massa entra pela porta C e sai pela porta G em direção à carga. Retorna da carga pela porta E e deixa a válvula pela porta X. Quando movimentado em sentido contrário, o fluxo de massa entra pela mesma porta C e sai pela porta E em direção à carga. Retorna da carga pela porta G e deixa a válvula pela porta X'. Esta operação pode ser usada, por exemplo, para inverter o sentido de rotação de um motor. Se o carretel estiver na posição central não há escoamento através da válvula.

Este tipo de válvula ultrapassou as válvulas tipo placa, principalmente pelo fato de necessitarem de menores forças para atuação do elemento deslizante, devido ao formato cilíndrico. Contudo, este tipo de válvula não permite se ter, de maneira simples, orifícios de pressão e de retorno com áreas de passagem diferentes, que é a grande vantagem das válvulas tipo placa.

2.3.2. Válvula D

A figura 2.2 mostra uma válvula **D**, sendo que este é provavelmente o tipo de válvula de elemento deslizante mais antigo. Esta válvula foi desenvolvida para uso em motores a vapor. Seu funcionamento é semelhante ao das válvulas carretel: Se o elemento **D** é movido para a direita, o fluxo de massa entra pela porta M_1 , vai até a carga e retorna à válvula pela

porta M_2 e então escapa pela exaustão e ; se o movimento é feito na direção contrária a habilitação das portas é invertida.

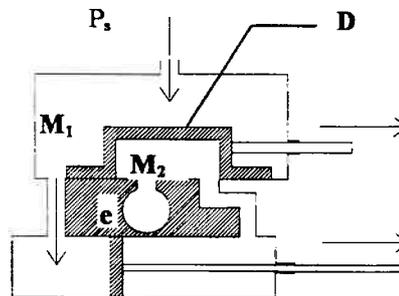


Figura 2.2: Válvula tipo D.

Este tipo de válvula é de construção simples e não requer rigor nas tolerâncias de fabricação em razão da força resultante da diferença entre a pressão P_s na parte superior e P_e na parte inferior do elemento D , que empurra o elemento contra o seu assento. Isto propicia um nível de vazamento desprezível. Porém, a sua aplicação é limitada pela necessidade de grandes esforços na operação, gerados justamente pela diferença de pressão entre os lados do elemento.

2.3.3. Válvula tipo placa

O alto custo de fabricação das válvulas carretel está na dificuldade de acesso ao interior do corpo da válvula para a realização do acabamento e até mesmo das medições. A válvula tipo placa elimina esta dificuldade, através da técnica “furo-bucha” descrita em BLACKBURN (1960), que permite a obtenção de tolerâncias estreitas a custo reduzido, surgindo como uma versão “desenrolada” da válvula carretel. Como podemos observar na figura 2.3, as superfícies deslizantes são agora planas, facilitando a usinagem e o controle das medidas.

Além da facilidade de fabricação, as válvulas tipo placa podem ser balanceadas, de maneira simples, em termos de pressões diferenciais e de esforços originados pelo escoamento na mudança de direção, segundo BLACKBURN (1960). Porém, devido ao formato plano do elemento deslizante, estas válvulas ainda exigem um esforço maior para sua atuação do que as válvulas de carretel. Por esta razão, estas válvulas foram ultrapassadas pelas válvulas carretel e hoje praticamente não são mais utilizadas. Contudo, com a possibilidade de se ter orifícios de

escape com área de escoamento maior do que o orifício de pressão, este tipo de válvula apresenta grandes vantagens sobre as válvulas de carretel, conforme apresentado nos Capítulos 4 e 5.

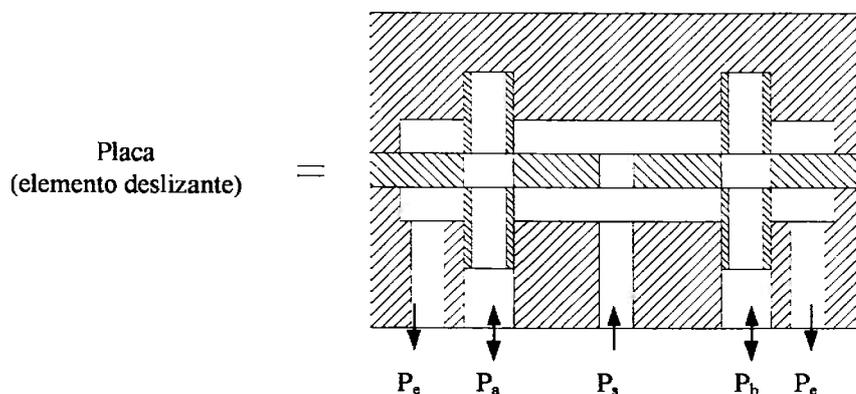


Figura 2.3: Válvula placa, na posição fechada.

O princípio de funcionamento é o mesmo das válvulas descritas nos itens 2.2.1 e 2.2.2. Este tipo de válvula permite uma grande variedade de configurações. Assim, a válvula pode ter elemento deslizante linear ou rotativo, pode ter acionamento direto ou ser de dois estágios, pode ter 4 ou mais vias, e outras modificações como as executadas aqui, neste trabalho.

2.3.4. Válvula eletropneumática de carretel

Esta válvula é do tipo de carretel com dois estágios (acionada pela diferença de pressão entre os dois extremos do carretel), que permite também controlar a pressão na sua saída e não somente o fluxo de massa. A figura. 2.4 mostra um desenho em corte desta válvula de 3 vias. Esta válvula é apresentada em BACKÉ (1993), onde são relatados ótimos resultados obtidos no controle de torque de um motor pneumático, bem como o controle de força em cilindros. Além deste controle de força, foram obtidos também ótimos resultados nas operações de posicionamento de atuadores lineares.

O funcionamento desta válvula é o seguinte: O sinal correspondente à pressão desejada é enviado ao estágio piloto. A membrana é deslocada pela ação do solenóide guiado, possibilitando que a pressão do lado esquerdo do carretel, P_a , seja igual à especificada. Através de um canal interno no carretel, a pressão a ser controlada, P_s é realimentada no lado

direito do carretel. Se P_a for menor que P_{st} , o carretel será deslocado para a direita, possibilitando que o fluxo vá de P_s para P_a aumentando P_a . Se P_a for igual a P_{st} , o carretel permanecerá na posição central. Neste caso, não haverá escoamento através da válvula. Se P_a for maior do que P_{st} , o carretel será deslocado para a esquerda, efetuando a comunicação entre P_a e P_e até que P_a se iguale a P_{st} .

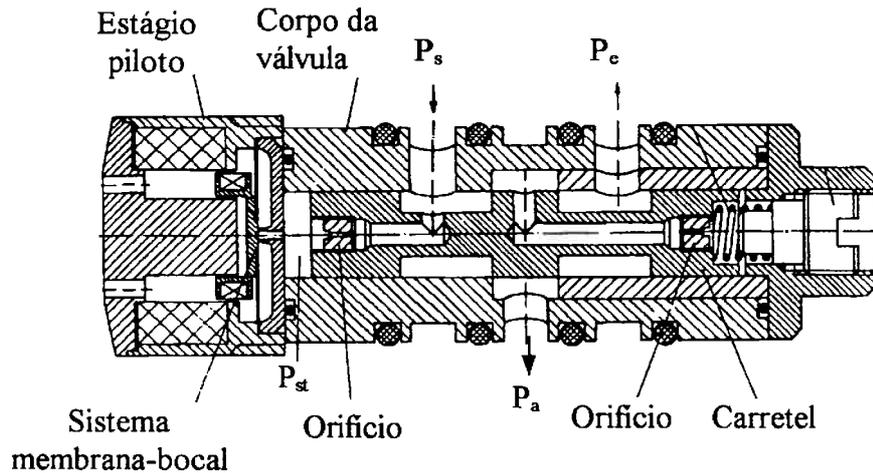


Figura 2.4: Válvula eletropneumática em corte transversal, BACKÉ (1986).

Apesar da eficiência comprovada, possui os mesmos inconvenientes da válvula de carretel: tolerâncias de fabricação estreitas, alto custo de fabricação e dificuldade de se ter orifícios de pressão e de retorno com áreas de passagem diferentes. Além disso, é uma válvula de apenas três vias, sendo portanto, necessárias duas destas válvulas para se controlar o movimento de um pistão ou de um motor em ambos os sentidos. Observa-se que este tipo de acionamento do elemento deslizante (acionamento pela diferença de pressão entre os dois extremos do carretel) também pode ser utilizado nas válvulas tipo placa linear.

2.3.5. Válvula modulada por largura de pulso

Este tipo de válvula não é de elemento deslizante, contudo é apresentada com mais detalhes por apresentar um conceito inovador e interessante. Em ROYSTON et al. (1993) é apresentada uma válvula rotativa modulada por largura de pulso. Sua configuração é apresentada na figura 2.5.

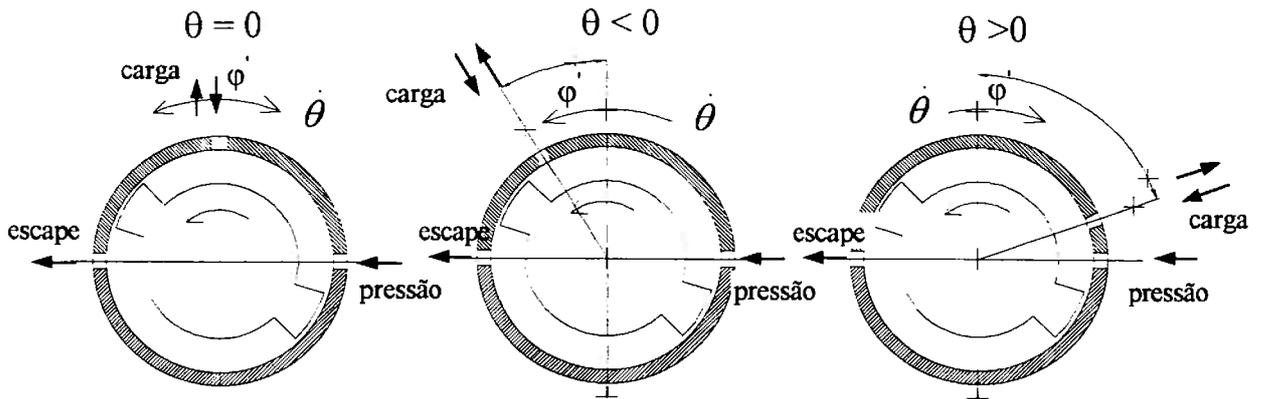


Figura 2.5: Configuração da válvula modulada por largura de pulso.

A válvula de controle rotativa, RCV, funciona do seguinte modo: o eixo interno gira a uma velocidade $\dot{\varphi}$. A cada volta, o rotor interno faz a comunicação entre a alimentação e a entrada/saída da carga, e também entre a entrada/saída da carga e o escape. O tempo destas comunicações depende do ângulo θ e da velocidade angular, $\dot{\varphi}$. θ é o ângulo da porta de entrada/saída da carga no rotor externo em relação à vertical. Este ângulo é variável em relação às portas de alimentação e de escape, que estão posicionadas no estator fixo.

A vazão mássica é proporcional à área efetiva, A_e . A_e é dada por $C_d A_{min}$, sendo A_{min} a menor área de escoamento quando a comunicação entre as portas é totalmente estabelecida. Se θ é igual a 90° , a porta de entrada/saída da carga fica alinhada com a porta de alimentação e nesta condição, a carga fica conectada somente à pressão de alimentação e não há fluxo para a exaustão. Se por outro lado, θ é igual a -90° , a porta de entrada/saída da carga fica alinhada com a porta de escape e nesta condição, a carga fica conectada somente à pressão atmosférica e não há alimentação. Se θ é negativo (entre 0° e -90°) tem-se um pequeno fluxo de ar entre a porta de alimentação e a porta de entrada/saída e um grande fluxo entre a porta de entrada/saída e o escape. Se θ é positivo (entre 0° e 90°) o fluxo maior passa a ser entre a porta de alimentação e a entrada/saída da carga.

Uma das vantagens da RCV é possibilitar uma alta frequência de operação, cerca de 80Hz, segundo ROYSTON et al.(1993). Este fator é primordial em válvulas moduladas por largura de pulso para obtenção de bons resultados em tarefas de posicionamento de atuadores. Na RCV não existe a preocupação com movimentos reversos de componentes em altas velocidades para obtenção de respostas rápidas, que ocasionam consideráveis forças

inerciais, como em outras válvulas moduladas por largura de pulso. A RCV também fornece grandes áreas efetivas que aliadas às altas frequências de operação, garantem ótimos níveis de resposta aos sistemas que a empregam. Contudo, possui um considerável nível de vazamento, necessita de dois atuadores para sua operação e sua construção não é trivial.

2.4. Literatura sobre redutores aplicados a sistemas de posicionamento

Os trabalhos mais significativos, cujo conteúdo foram utilizados, em parte, nesta tese são o de TU et al (1990) e CISNEROS (1996). O redutor utilizado neste trabalho, conforme descrito parcialmente no item 1.2 (justificativas), possui as características que o tornam quase ideal. TU et al (1990) apresenta um método para redução do efeito de compressibilidade a partir da utilização de um redutor de alta relação de redução e fornece informações sobre o uso dos redutores cicloidal e harmônico. CISNEROS (1996) apresenta as vantagens do uso de um redutor à tração, em relação aos demais, quando empregado em sistemas de posicionamento.

As funções de um redutor são a redução de velocidade e a transmissão de torque. CISNEROS (1996) faz uma classificação dos meios de redução de velocidade associado a estas duas funções. A redução de velocidade pode ser obtida através das seguintes formas:

- roda maior-roda menor;
- parafuso-roda dentada;
- sol/planetas/anel, ou simplesmente, redutor planetário;
- engrenagens com diâmetros próximos.

Já a transmissão de torque pode ser feita através das seguintes formas:

- atrito em um elemento de transmissão, por exemplo, uma correia dentada;
- atrito entre duas superfícies, por exemplo, um anel e um ou mais rolos;
- dentes, em engrenagens dentadas;
- lóbulos e rolos.

Através da combinação destas duas classificações podem ser definidas as diversas configurações dos redutores existentes no mercado, dentre as quais citam-se:

- O redutor cicloidal, que consiste geralmente na combinação de um redutor planetário e a transmissão por lóbulos e rolos. Como exemplo de fabricantes deste tipo de redutor podem ser citados a Dojen e a Sumitomo;
- O redutor harmônico, que consiste na combinação de um redutor planetário com mecanismo de engrenagem por dentes. Um conhecido fabricante de redutores harmônicos é a empresa "Harmonic Drive". Ressalta-se que no redutor harmônico existe a possibilidade de transmitir torque através de atrito, ao invés de utilizar um sistema de engrenagem dentado. Entretanto, este sistema é pouco eficiente;
- O redutor à tração, que pode ser idealizado utilizando-se um redutor planetário com transmissão de torque por atrito. Este redutor possui os mesmos elementos que um redutor planetário de engrenagem por dentes, porém a transmissão é feita através do atrito entre elementos rolantes. No caso em que as superfícies ficam separadas por um filme de óleo lubrificante, denomina-se que a transmissão é a tração. Como fabricante deste tipo de redutor, tem-se a Mitsubishi.

Quanto ao estado da arte, ressalta-se que estes três tipos de redutores citados poderiam ser utilizados no sistema MPAR. Entretanto, quaisquer configurações de redutor que tenham engrenagens dentadas possuem folga, a não ser que seja dada uma pré-carga nos elementos engrenados e utilizada correção do perfil dos dentes, conforme descrito em CISNEROS (1996). Com relação aos redutores de engrenagens comuns, quando se deseja elevada precisão e alta redução, adotam-se soluções complexas no projeto e na fabricação do redutor, uma vez que existirá a necessidade de utilizar-se um número elevado de estágios para atingir uma relação de redução alta, além do sistema de pré-carga e correção dos dentes. Isto, na maioria das vezes, torna seu uso inviável em sistemas de precisão e alta relação de redução.

O redutor cicloidal, ilustrado na figura 2.6, também é compacto, mas não tão compacto quanto o redutor harmônico. A redução vai de 10:1 até 225:1 em redutores comerciais com dois estágios, DOJEN (1989). O redutor cicloidal pode ser construído para ser extremamente rígido, bem acima dos redutores harmônicos ou de engrenagens comuns. Segundo DOJEN (1989), essa rigidez é altamente linear, uma característica altamente desejável em sistemas de controle. Também, a folga pode ser mantida em zero durante toda a

vida útil do redutor. Tende a ser eficiente devido ao fato de que todos os contatos internos são realizados por rolamentos e, além disto, é capaz de absorver sobrecargas de até 400% com facilidade. Contudo este tipo de redutor é extremamente caro devido à sua dificuldade de fabricação, causada pela complexidade dos perfis das engrenagens cicloidais.

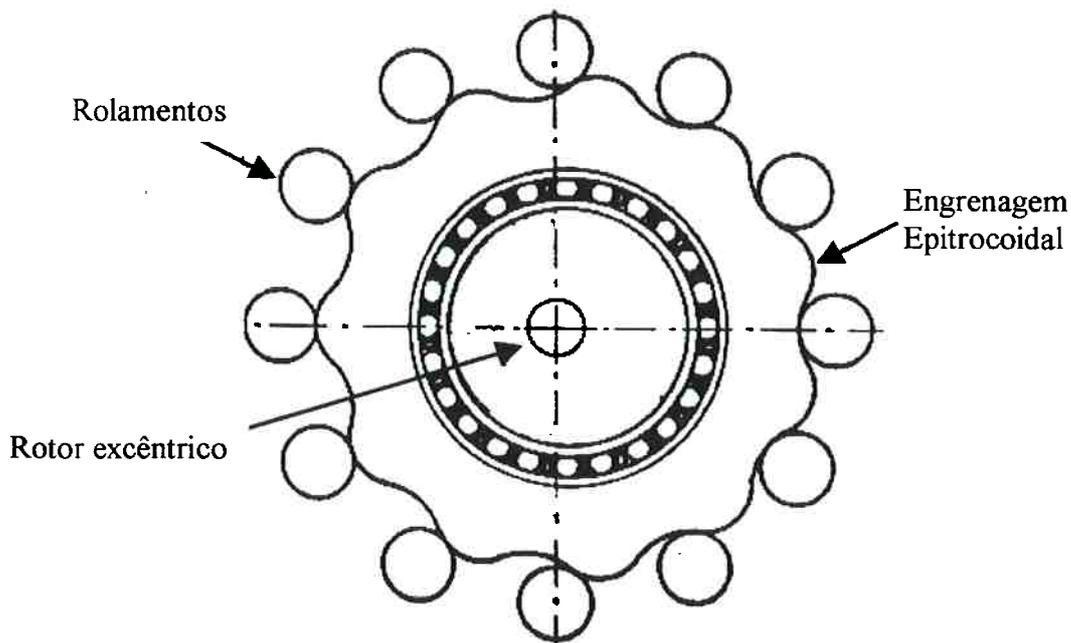


Figura 2.6: Esquema da parte central do redutor cicloidal.

O redutor harmônico, ilustrado na figura 2.7(a), é extremamente compacto. Conseguem-se comercialmente reduções desde 60:1 até 320:1 em um único estágio, conforme observado em HARMONIC (1988). A folga nesse tipo de redutor chega a ser quase zero. Porém, a rigidez na saída é muito mais baixa do que a dos redutores com engrenagens comuns. Além disso, essa rigidez não é linear, conforme se verifica na figura 2.7(b), causando uma não-linearidade indesejável que prejudica o posicionamento do sistema onde esse redutor está inserido. Além disto, segundo KLAFTER (1989), a falta de rigidez nestes redutores provoca vibrações de baixa frequência em braços robóticos.

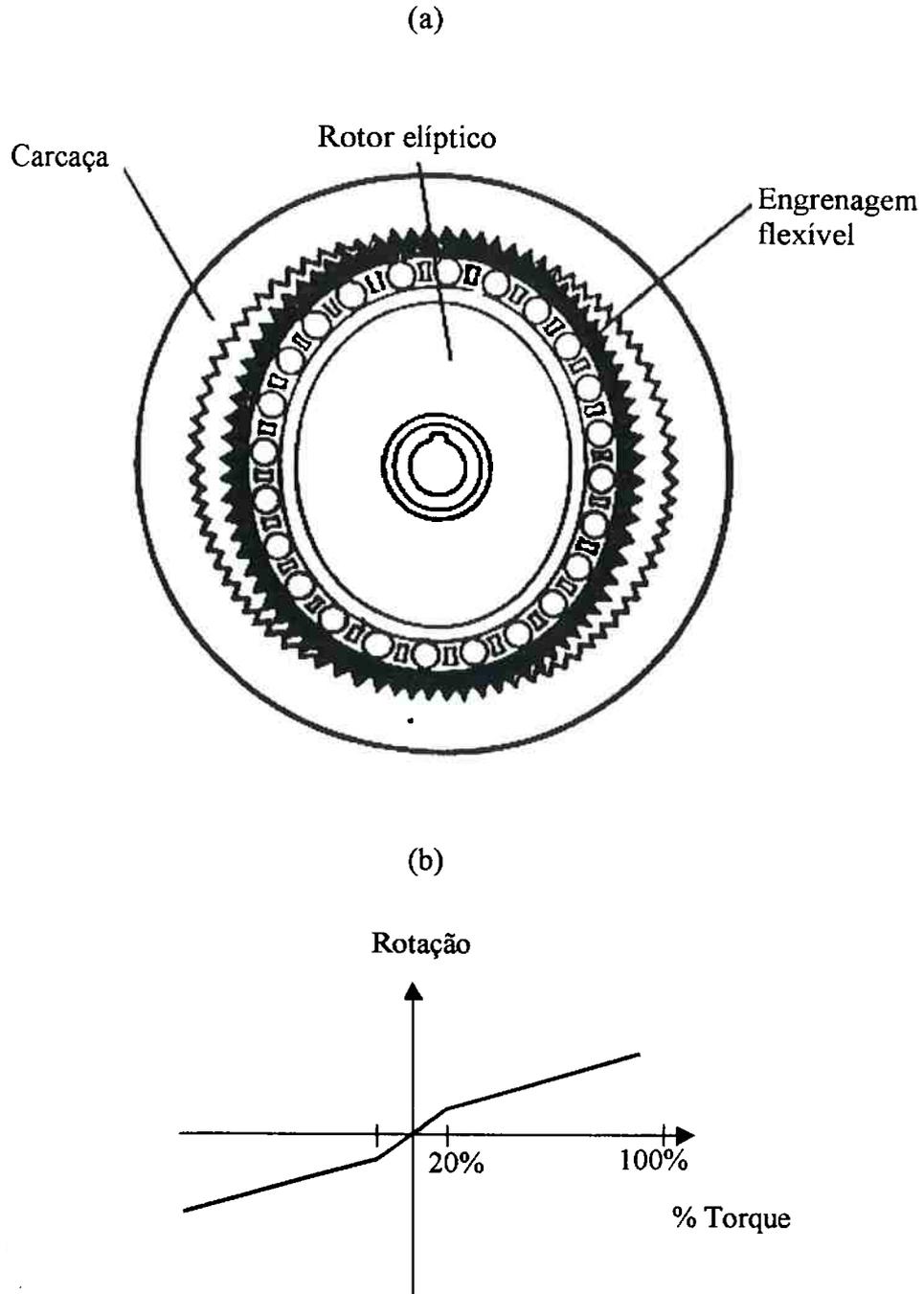


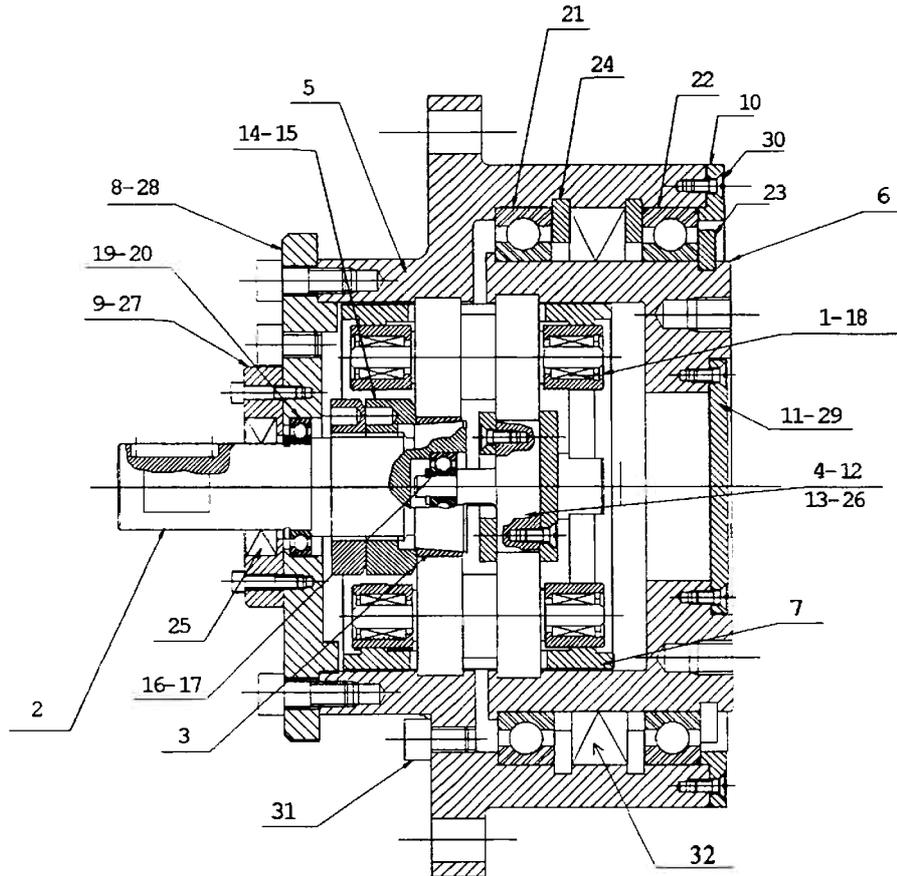
Figura 2.7: (a) Redutor harmônico com rotor elíptico, (b) curva rotação versus %torque.

Uma boa descrição dos redutores à tração pode ser obtida em ROHN (1981), LOEWENTHAL (1981) e ROHN (1985). Segundo LOEWENTHAL (1985), a utilização da força de atrito na transmissão de velocidade e torque somente se tornou viável com o desenvolvimento de fluidos especiais de tração, tais como, o Santotrac-30, o Santotrac-50 e o TDF-88, que evitam o desgaste das superfícies metálicas em contato e que tem a propriedade de praticamente não diminuir o coeficiente de atrito entre as superfícies.

As vantagens de um redutor à tração em relação aos redutores de engrenagens são enormes. Um redutor à tração não possui dentes, portanto, não apresenta folga e, conseqüentemente, a precisão de posicionamento do eixo de um redutor de tração é praticamente infinita. Segundo ROHN (1985), a rigidez do contato de tração é maior do que a rigidez dos dentes de engrenagens assim, a rigidez de um redutor de tração é maior do que a rigidez de um redutor convencional de engrenagens. A eficiência de um redutor de tração é alta pois todos os contatos são por rolamento. A fabricação de um redutor de tração é semelhante à fabricação de um rolamento e portanto, é mais simples e de menor custo do que a fabricação de um redutor de precisão com engrenagens ou de uma engrenagem cicloidal.

O trabalho de CISNEROS (1996) apresenta o projeto de um redutor planetário composto à tração. Além disso, este trabalho realiza uma revisão bibliográfica dos diversos tipos de redutores, destacando suas características e concluindo que os redutores planetários de tração são uma solução viável para se atingir altas relações de redução e usufruir das vantagens citadas anteriormente. Em seguida, realiza o projeto detalhado do redutor, com dimensionamento e especificação dos componentes. Um desenho de conjunto do redutor proposto por CISNEROS (1996) é apresentado na figura 2.8. Este redutor foi montado e testado, mas em função de aspectos geométricos apresentou um comportamento inadequado para uso no MPAR, devido ao excesso de vibração.

CISNEROS (1996) cita um trabalho da Mitsubishi onde são propostos procedimentos experimentais para realização de testes a fim de avaliar a rigidez e precisão de um redutor planetário à tração. Estes procedimentos foram utilizados, como uma primeira orientação, para realizar os testes de rigidez e precisão no redutor projetado em CISNEROS (1996) e também para os testes do redutor planetário a tração, apresentados no Capítulo 3.



Legenda:

- | | |
|---|--|
| 01) planeta | 24) anel elástico 502.130 |
| 02) eixo e sol de entrada | 25) retentor tipo BAG N° SABÓ 01935 |
| 03) anel interno estágio 1 | 26) parafuso cabeça vazada M3x6 - Aço classe 5 |
| 04) sol de saída | 27) parafuso cabeça cilíndrica com hexágono M3x13 - Aço classe 5 |
| 05) carcaça | 28) parafuso cabeça cilíndrica com hexágono M6x16 - Aço classe 5 |
| 06) prato de saída | 29) parafuso cabeça vazada M3x6 - Aço classe 5 |
| 07) gaiola | 30) parafuso cabeça vazada M3x8 - Aço classe 5 |
| 08) tampa na entrada | 31) parafuso cabeça cilíndrica com hexágono M6x8 - Aço classe 5 |
| 09) porta retentor | 32) retentor tipo B N° SABÓ 00491 |
| 10) tampa na saída | |
| 11) tampa do prato | |
| 12) disco do sol 2 | |
| 13) anel do sol 2 | |
| 14) porca pré-carga | |
| 15) contra-porca | |
| 16) rolamento de esferas vedado 626-2RS1/C5 | |
| 17) anel elástico 501.006 | |
| 18) rolamento de agulhas NK7/10 | |
| 19) rolamento de esferas vedado 61804-2RS1 | |
| 20) anel elástico 501.020 | |
| 21) rolamento de esferas 61821/C2 | |
| 22) rolamento de esferas vedado 61821-2RS1/C2 | |
| 23) anel elástico 501.105 | |

Figura 2.8: Desenho de conjunto simplificado do redutor planetário composto à tração.

Capítulo 3

Redutor a Tração

O redutor utilizado no sistema MPAR é um redutor planetário à tração. Conforme apresentado nas justificativas (Capítulo 1), este redutor não apresenta folga, sendo esta a sua principal vantagem em relação aos outros redutores. Este capítulo apresenta o princípio de funcionamento do redutor, sua configuração, uma análise cinemática do seu movimento e uma análise dos esforços atuantes em seus elementos. Posteriormente, são realizados testes para verificar as características do redutor em termos de precisão, vibração e rigidez.

Ressalta-se que este redutor é um primeiro protótipo, portanto sujeito a correções. Na sua concepção existem soluções inovadoras que são apresentadas ao longo deste capítulo.

3.1. Configuração do redutor a tração

O princípio de transmissão de velocidade e torque em um redutor a tração é o atrito entre duas superfícies. Para obter uma alta eficiência e redução do desgaste das superfícies, o contato entre as superfícies não é direto, mas lubrificado por um fluido especial, no caso, o Santotrac-50, recomendado em KRAUS (1992).

A tabela 3.1 apresenta as possíveis configurações para um redutor planetário, segundo CISNEROS (1996). Como pode ser observado nesta tabela, existem dois grupos básicos de redutores: os simples e os compostos. Para os redutores simples existem cinco configurações diferentes, sendo que a diferença entre estas configurações é a variação das possíveis relações de transmissão e dos rendimentos que podem ser obtidos em função da complexidade do redutor. Observa-se que quanto maior a complexidade do redutor, maior será a relação de transmissão. Entretanto, a eficiência, em geral, será menor. Os redutores compostos são mais complexos e apresentam menor rendimento que os redutores simples, porém fornecem uma maior relação de transmissão.

Tabela 3.1: Configurações de redutores planetários, descrita em CISNEROS (1996).

GRUPO	TIPO	ESQUEMA	r	η
I. SIMPLES	1.1 um estágio		1.3-8	0.96-0.98
	1.2 dois estágios		15-60	0.93-0.97
	1.3 acoplado			
	1.4 "multi rollers"		→ 150	0.90
II. COMPOSTOS	2.1 saída pelo braço		1-15	0.96-0.99
	2.2 saída pelo sol		+ 1500	0.01
	2.3 saída pelo anel externo		15-1500	0.9-0.25
	2.4 saída pelo anel externo		15-1500	0.9-0.25

CISNEROS (1996) desenvolveu um redutor composto a tração, que como foi citado em capítulos anteriores, poderia ter sido aplicado ao sistema MPAR. Este redutor foi testado segundo os ensaios propostos neste capítulo. Contudo, em função de problemas de projeto, o redutor apresentou um excesso de vibração e, portanto, seu uso foi descartado. No entanto, com as conclusões e informações obtidas neste primeiro protótipo, novas soluções foram propostas para evitar o mesmo tipo de problema. Além disto, em função de dificuldades existentes para se desenvolver um novo redutor a tração, adotou-se a solução mais simples de forma a viabilizar o uso deste tipo de redutor no MPAR. Assim, optou-se pela configuração de um único estágio mais simples. Tal configuração, como será mostrado a seguir, permite reduções máximas da ordem de 10.

A configuração escolhida é de um redutor planetário de um único estágio com entrada pelo sol, saída pelo braço e com o anel externo fixo. A figura 3.1 ilustra a disposição do sol, dos planetas, do braço e do anel externo.

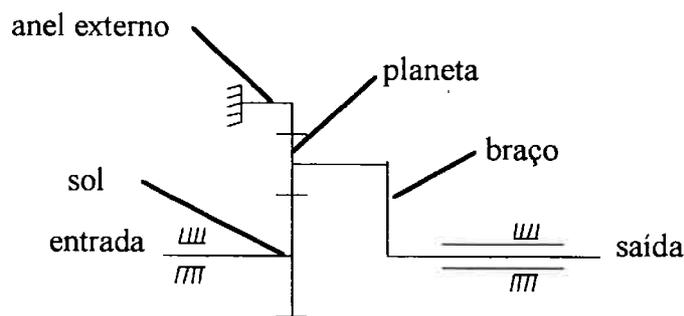


Figura 3.1: Vista lateral do redutor a tração do MPAR.

O redutor a tração de CISNEROS (1996) exigia uma precisão elevada para a fabricação dos sóis, dos planetas e dos anéis externos. Além deste fato, CISNEROS (1996) observou que a relação de transmissão do redutor planetário a tração, com dois estágios compostos, é muito sensível com relação à pequenas deformações, que podem ocorrer no processo de fabricação dos planetas. Neste novo redutor, a precisão não precisa ser elevada, justamente em função da concepção do braço e do método de impor a pré-carga necessária, através de uma flange externa. O braço possui rasgos em torno dos furos de fixação dos eixos dos planetas de forma a permitir pequenos movimentos radiais dos planetas, para compensar erros de posicionamento dos planetas, com relação ao anel externo. A figura 3.2 apresenta um esquema do braço com estes rasgos. A pré-carga realizada com uma flange externa ao anel externo provoca uma redução no diâmetro do anel externo e o conseqüente carregamento dos

planetas.

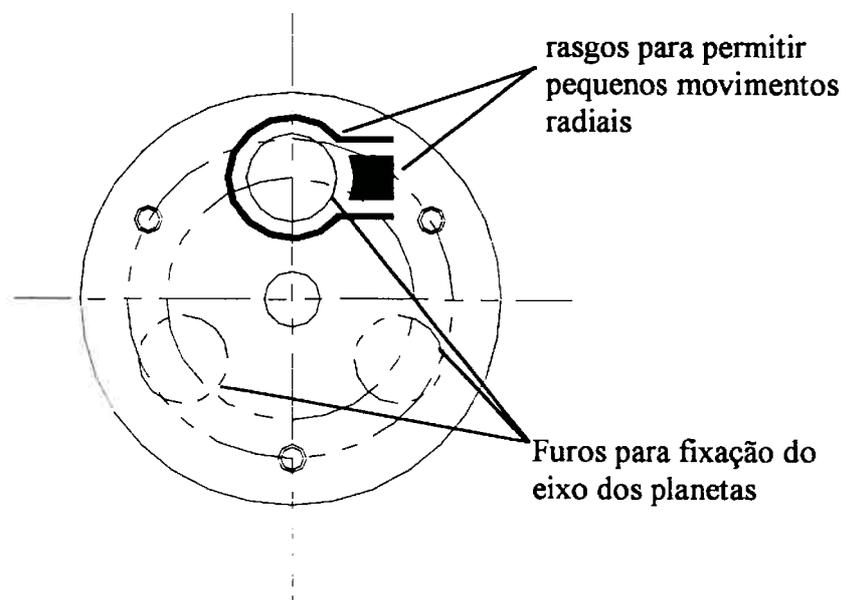


Figura 3.2: Esquema do braço, visualizando rasgos que permitem pequenos movimentos radiais.

A figura 3.3 apresenta um corte parcial do redutor, detalhando a flange, o anel externo, os planetas e o sol para ilustrar o funcionamento do sistema de pré-carga. Como se observa, ao apertar a flange, ocorre uma redução no diâmetro interno do anel externo e conseqüentemente, uma compressão sobre o planeta e o sol. A pré-carga impõe forças normais entre o anel externo e os planetas e entre os planetas e o sol, proporcionais ao aperto da flange. Ressalta-se que não foi determinada a relação existente entre o torque de aperto dos parafusos da flange e o pré-carregamento do sistema. No entanto, para que a pré-carga tenha sempre o mesmo valor de torque utilizou-se um torquímetro e foi dado sempre o mesmo torque de aperto nos parafusos da flange, da ordem de 4kgf.

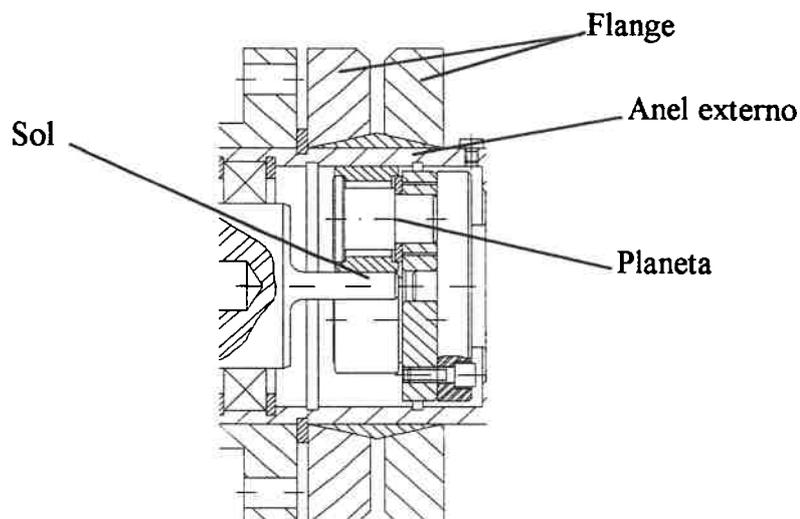


Figura 3.3: Corte parcial do redutor a tração do MPAR.

3.2. Análise cinemática do redutor

O objetivo da análise cinemática do redutor é obter uma formulação para a relação de transmissão do redutor e assim, fornecer subsídios para a determinação dos diâmetros dos elementos rolantes.

3.2.1. Relação de redução

Uma vista frontal dos elementos rolantes do redutor é apresentada na figura 3.4. Observa-se o sol, o planeta, o braço e o anel externo.

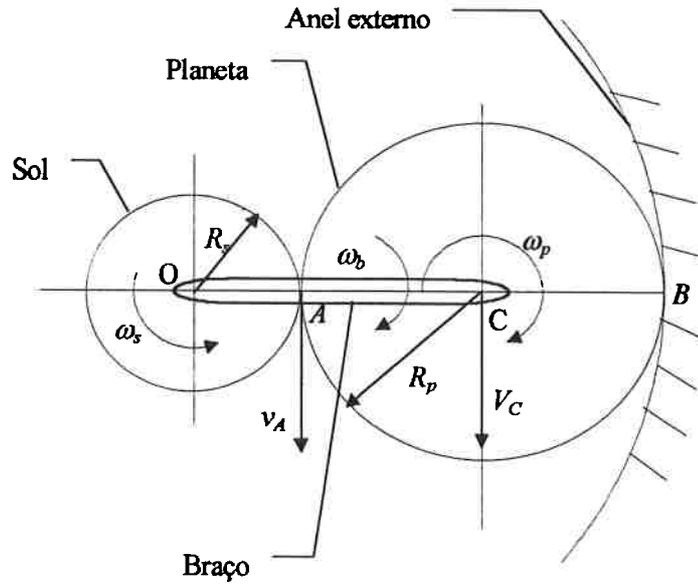


Figura 3.4: Vista frontal do redutor a tração.

A velocidade no ponto A do sol, v_A é dada por:

$$v_A = \omega_s R_s, \tag{3.1}$$

onde R_s é o raio do sol e ω_s é a rotação do sol. Considerando o ponto B como centro instantâneo de rotação do planeta, o ponto A , fixo ao planeta, tem a seguinte velocidade:

$$v_A = \omega_p 2R_p, \tag{3.2}$$

onde, R_p é o raio do planeta e ω_p é a rotação do planeta. Como o ponto A é o ponto de contato entre o sol e o planeta, as expressões (3.1) e (3.2) são iguais, assim, igualando-se as duas obtém-se a rotação dos planetas:

$$\omega_p = \frac{\omega_s R_s}{2R_p}. \tag{3.3}$$

Sendo o ponto B , o centro instantâneo de rotação do planeta, a velocidade do ponto C , que é o centro do planeta e o ponto de fixação do planeta no braço, é dada por:

$$v_C = \omega_p R_p. \tag{3.4}$$

Substituindo-se a rotação do planeta ω_p , dada pela equação (3.3), na equação

(3.4), obtém-se a velocidade no ponto C como sendo:

$$v_C = \frac{\omega_s R_s}{2}. \quad (3.5)$$

Sob o ponto de vista do braço, o ponto O é o centro instantâneo de rotação. Assim, a velocidade do ponto C pode ser expressa da seguinte forma:

$$v_C = \omega_b (R_s + R_p), \quad (3.6)$$

onde ω_b é a rotação do braço. Igualando-se as expressões (3.5) e (3.6) determina-se a relação de transmissão do redutor, que é a razão entre a velocidade de rotação do sol e do braço. Para o redutor a tração, o sol é o eixo de entrada e o braço é o eixo de saída. Assim, a relação de redução, r , é dada por:

$$r = \frac{\omega_s}{\omega_b} = \frac{2(R_s + R_p)}{R_s} = 2 + 2\frac{R_p}{R_s}. \quad (3.7)$$

Como visto no Capítulo 1, o ideal é um redutor com alta relação de redução, para prover a rigidez necessária ao motor pneumático. Assim, deseja-se que o redutor tenha a maior relação de redução possível, dada a configuração escolhida. A equação (3.8), retirada de CISNEROS (1996), apresenta uma relação entre os raios do sol e dos planetas, a taxa de ocupação do espaço pelos planetas, β , e o número máximo de planetas, n_{max} .

$$n_{max} = \beta \frac{180^\circ}{\arcsen\left(\frac{R_p}{R_s + R_p}\right)}. \quad (3.8)$$

Adota-se o número de planetas como sendo igual a 3. Este valor é escolhido tendo-se como base, a experiência obtida no desenvolvimento do redutor proposto por CISNEROS (1996). Adota-se um valor máximo para β igual a 0,9, ou seja, 90% do espaço do redutor na região de contato é ocupado pelos planetas. Assim, o argumento do arco seno da equação (3.8) é aproximadamente igual a 0,81. Logo:

$$\frac{R_p}{R_s + R_p} = 0,81. \quad (3.9)$$

Assim, a relação entre os raios do sol e dos planetas será dada por:

$$\frac{R_p}{R_s} = 4,23. \quad (3.10)$$

Substituindo este valor na expressão (3.7), obtém-se a relação de redução máxima do redutor, que é igual a:

$$r_{max} = 2 + 2 \frac{R_p}{R_s} = 2 + 2 \times 4,23 \approx 10,4. \quad (3.11)$$

3.2.2. Determinação dos diâmetros dos elementos rolantes

O procedimento utilizado para se determinar os diâmetros dos elementos rolantes é adotar um valor para os diâmetros dos planetas e a partir da equação (3.10) calcular o diâmetro do sol. O diâmetro do anel externo é calculado a partir de relações geométricas, sendo igual ao diâmetro do sol mais duas vezes o diâmetro do planeta. Este procedimento foi adotado em função de se utilizar como planetas do redutor, rolamentos comerciais, com diâmetros padronizados.

Um outro fator que determina a escolha dos diâmetros dos elementos rolantes é a dimensão do anel externo, pois é utilizado no sistema de pré-carga uma flange de fixação comercial e portanto, com dimensões padronizadas. Os valores padronizados do anel externo e dos planetas, implica em um valor para a relação de redução um pouco diferente do valor máximo calculado no item anterior. Verificando-se os diâmetros disponíveis para o anel externo e para os planetas, adota-se para os planetas um diâmetro igual a 35mm e para o anel externo um diâmetro igual a 78,35mm. A tabela 3.2 apresenta os diâmetros escolhidos para os elementos rolantes.

Tabela 3.2. Valores dos diâmetros dos elementos rolantes do redutor a tração do MPAR.

Diâmetros	Valores (mm)
Sol	8,92
Planetas	35,00
Anel externo	78,35

Com os valores dos diâmetros dos elementos rolantes determina-se o valor da relação de redução a partir da equação (3.7), como sendo igual 9,8. Observa-se que este valor é ligeiramente inferior a relação de redução máxima.

Para fins de ilustração, a figura 3.5 apresenta um esquema do conjunto do redutor a tração. No Apêndice 1, são apresentados os desenhos de conjunto e de detalhe do redutor, que foram utilizados para a sua fabricação.

Esquema do Conjunto do Redutor

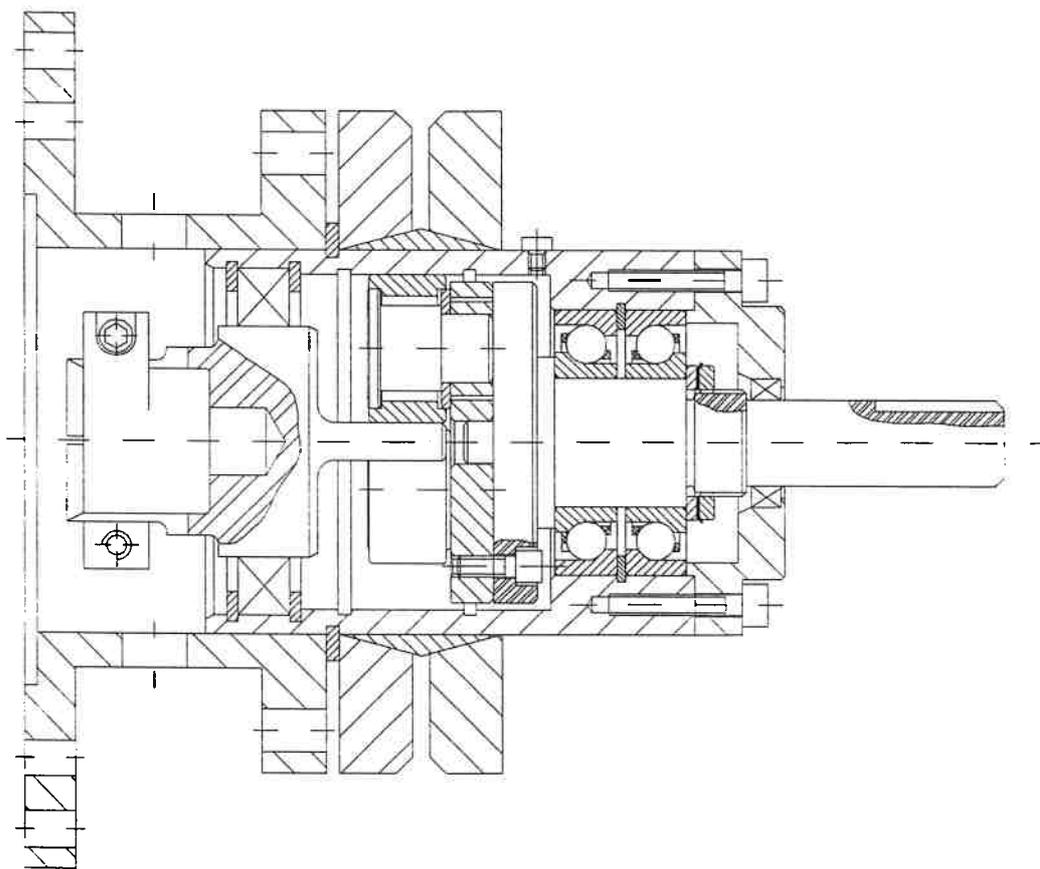


Figura 3.5: Desenho de conjunto do redutor a tração.

3.3. Dimensionamento do redutor

O dimensionamento do redutor a tração é realizado segundo critérios impostos pela fadiga superficial dos elementos sujeitos às forças de contato e pela deformação permanente destes mesmos elementos. Porém, CISNEROS (1996) concluiu que o critério mais restritivo é a fadiga superficial. Portanto, no dimensionamento do redutor deste trabalho, utiliza-se apenas o critério de fadiga superficial.

Observa-se que o dimensionamento do redutor realizado nesta tese tem o caráter preliminar, sendo que uma análise mais criteriosa é necessária para se definir com mais exatidão os esforços a que são submetidos os diversos componentes do redutor.

Normalmente, o dimensionamento por fadiga de superfícies sujeitas às forças de contato é realizado definindo-se a vida útil desejada para o componente mais crítico. Para o redutor do MPAR, o componente mais crítico é o sol, pois possui o menor diâmetro e portanto, está sujeito ao maior desgaste superficial. Com a vida útil desejada, determina-se a pressão máxima de contato e a partir desta, a força normal máxima a que o sol pode estar submetido. Com esta força normal, determina-se a força tangencial e assim, os torques máximos de entrada e de saída do redutor.

O torque máximo só poderá ser atendido se o sistema de pré-carga fornecer uma força normal igual ou maior do que a calculada pelo dimensionamento. Entretanto, como foi citado anteriormente não é possível calcular a força normal que o sistema de pré-carga aplica e, portanto, também não é possível calcular o torque máximo e a vida útil do redutor. Assim, optou-se por dimensionar o redutor pela ordem inversa, isto é, em um ensaio experimental determina-se o torque máximo que o redutor resiste sem ocorrer escorregamento entre as superfícies. Com este valor, determina-se a força tangencial, e a partir deste e da escolha de um coeficiente de atrito adequado, determina-se a força normal. Com a força normal, calcula-se então a pressão máxima de contato e, finalmente, a vida útil do redutor.

A seguir, apresentam-se as relações utilizadas para o cálculo das forças tangenciais e normais, do torque de entrada e da vida útil do redutor. Estas grandezas dependem do torque máximo no eixo de saída do redutor, que é determinado a partir de um ensaio experimental.

A figura 3.6 fornece um esquema com as forças tangenciais e normais que o sol e os planetas estão sujeitos.

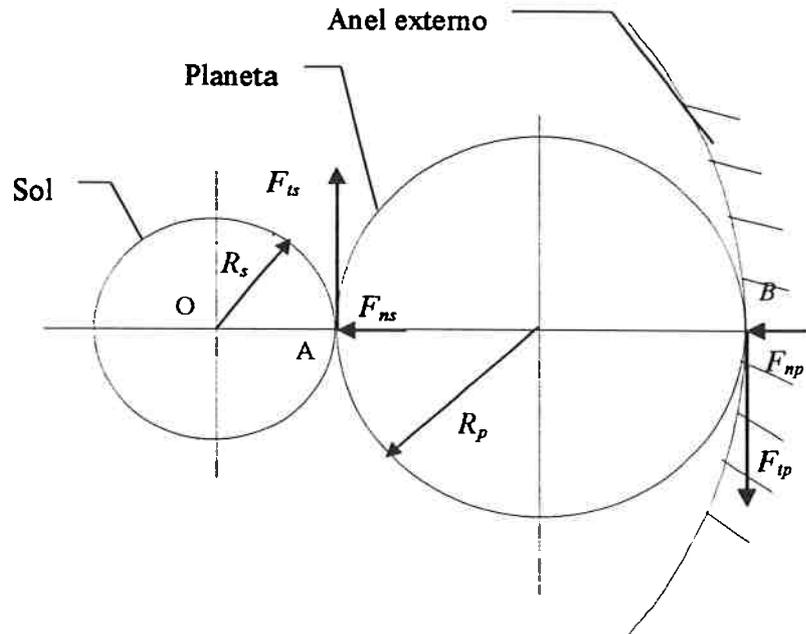


Figura 3.6: Vista frontal parcial do redutor com as forças normais e tangenciais indicadas no planeta e no sol.

Com o torque máximo no eixo de saída do redutor, τ_b , obtido através de um ensaio experimental, determina-se o torque sobre o sol, utilizando-se a relação de redução para o redutor, ou seja:

$$\tau_s = \frac{\tau_b}{r}, \tag{3.12}$$

onde τ_s é o torque aplicado no sol. A partir do torque no sol, determina-se o valor da força tangencial entre o sol e um planeta, que é dada por:

$$F_{ts} = \frac{\tau_b}{3r} \frac{1}{R_s}. \tag{3.13}$$

A força normal presente no contato entre o sol e o planeta é calculada a partir da força tangencial, utilizando-se o coeficiente de atrito. O fluido utilizado para lubrificar as superfícies em contato é o Santotrac-50. Segundo estudos realizados em KRAUS (1992), o coeficiente de atrito entre superfícies de aço lubrificadas com o Santotrac-50 varia entre 0,1 e 0,06, dependendo das condições de operação, da rugosidade das superfícies e da própria força normal. Assim, conservativamente é adotado o valor de 0,06 para o coeficiente de atrito. Dessa forma, a força normal, F_{ns} , que cada planeta exerce sobre o sol é igual a:

$$F_{ts} = \mu F_{ns} \Rightarrow F_{ns} = \frac{\tau_b}{3rR_s\mu}. \quad (3.14)$$

O passo seguinte é determinar a vida útil do sol. Este cálculo é baseado na análise de falha por fadiga para elementos submetidos à forças de contato, descrito em JUVINALL (1991). Este cálculo é uma primeira estimativa da vida útil do sol, sendo que existem métodos mais elaborados.

Segundo o procedimento apresentado por JUVINALL (1991), a partir da força normal calcula-se a pressão máxima de contato. Utiliza-se a formulação para dois cilindros em paralelo, que no caso são o sol e o planeta, resultando na seguinte expressão para a pressão máxima de contato, P_{os} :

$$P_{os} = 0,564 \sqrt{\frac{F_{ns} \left(\frac{1}{R_s} + \frac{1}{R_p} \right)}{L\Delta}}, \quad (3.15)$$

onde L é o comprimento dos planetas, que vale 15mm, e Δ é um fator dado por:

$$\Delta = \frac{1 - \nu_s^2}{E_s} + \frac{1 - \nu_p^2}{E_p}, \quad (3.16)$$

onde E_s e E_p são os módulos de elasticidade do material do sol e do planeta, respectivamente, ν_s e ν_p são os coeficientes de Poisson do material do sol e dos planetas, respectivamente. O material dos planetas e do sol pode ser considerado como sendo aço carbono e portanto, terão o mesmo módulo de elasticidade e mesmo coeficiente de Poisson, que valem respectivamente, 207GPa e 0,3.

A partir da curva da figura 3.7, retirada de JUVINALL (1991), que relaciona a pressão máxima de contato com a vida útil para superfícies submetidas à forças de contato, determina-se o ciclo máximo de operação do redutor.

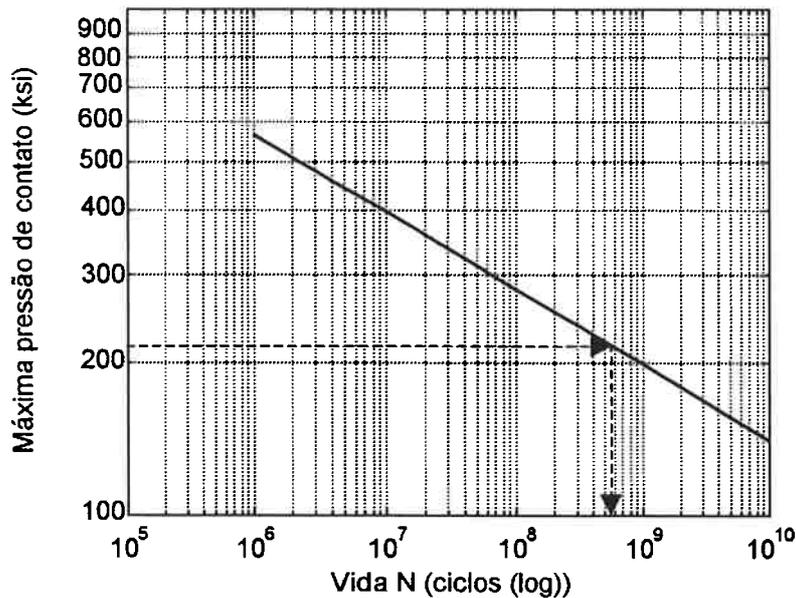


Figura 3.7: Curva média S-N para fadiga por forças de contato, com probabilidade de 10% de falha segundo JUVINALL (1991).

A força tangencial, a força normal e a pressão máxima de contato serão calculadas no final deste capítulo, após a determinação experimental do torque máximo transmitido pelo redutor, ou o torque de escorregamento.

3.4. Testes do Redutor a tração

Os testes do redutor são realizados no arranjo experimental apresentado na foto da figura 3.8. Nesta bancada experimental, o redutor é fixo em uma base rígida. A posição angular do eixo de entrada do redutor é medida com um “encoder” ótico de resolução de 2,4 minutos de arco (9000 traços por revolução) e a posição angular do eixo de saída do redutor é medida com um “encoder” ótico de resolução de 18 segundos de arco (72000 traços por revolução). Uma polia é acoplada ao eixo de entrada para transmitir movimento de um motor CC para o redutor. Esta mesma polia pode ser fixada na flange de fixação do redutor, nos ensaios onde é necessário travar o eixo de entrada do redutor. Assim, com o objetivo de avaliar o redutor, são propostos os seguintes testes:

- Determinação do erro de transmissão angular e da flutuação de velocidade angular;
- Determinação da folga e da rigidez torsional;
- Determinação do torque máximo.

Observa-se que o ensaio de medida do torque máximo fornece os dados experimentais necessários para calcular os esforços e a vida útil dos elementos rolantes.

Ressalta-se que estes testes foram realizados pela MITSUBISHI (19__) no seu redutor a tração, que apresentou resultados excelentes quando comparados com redutores convencionais de precisão. O redutor a tração da Mitsubishi consiste em um redutor planetário de um estágio, ou de vários estágios em cascata. Além dos testes propostos, seria interessante medir também a eficiência do redutor. Contudo este teste não foi realizado, em razão da sua complexidade, pois exige um dinamômetro e um sistema de circulação e resfriamento do óleo de lubrificação do redutor para medir o torque e as perdas dissipadas na forma de calor. Contudo, espera-se deste redutor uma eficiência maior do que 90%, que é a eficiência dos redutores de tração apresentada na literatura, MITSUBISHI (19__) e KRAUS (1992), entre outros.

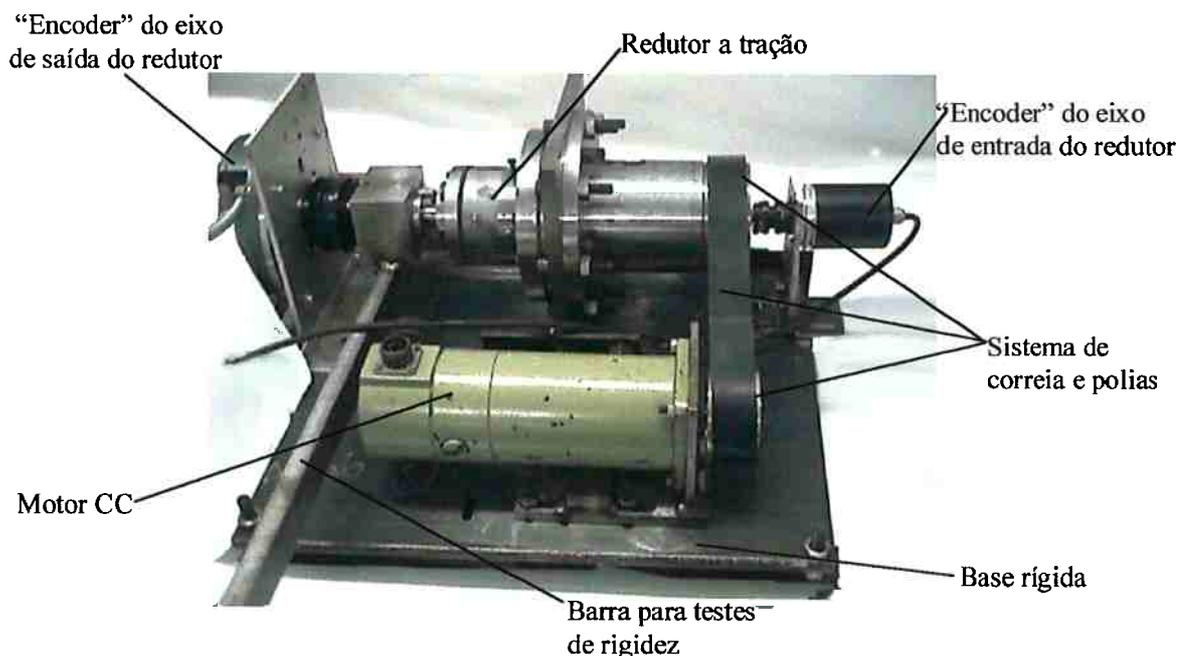


Figura 3.8: Foto do arranjo experimental para realização dos testes do redutor.

3.4.1. Determinação do erro de transmissão angular e da flutuação da velocidade angular

A tabela 3.3 apresenta, para fins de comparação, as características de taxa de flutuação de velocidade, erro de transmissão angular e folga esperadas para redutores de velocidade angular de ultra-precisão, de precisão e normal, extraídas de MITSUBISHI (19__).

Tabela 3.3: Características de precisão de redutores de velocidade angular.

Característica	Ultra-precisão	Precisão	Normal
Taxa de flutuação da velocidade angular, δ_ω (%)	$\delta_\omega < 0,2\%$	$0,2\% < \delta_\omega < 3,0\%$	$\delta_\omega > 3,0\%$
Erro de transmissão angular, $d\theta$ (segundos de arco)	$d\theta < 50$	$50 < d\theta < 100$	$d\theta > 100$
Folga, $C\theta$ (minutos de arco)	$C\theta < 2$	$2 < C\theta < 10$	$C\theta > 10$

O erro de transmissão angular $d\theta$, definido pela equação abaixo, é inevitavelmente produzido por qualquer sistema de transmissão de velocidade, como por exemplo um par de engrenagens ou um contato de superfícies em tração, devido aos erros de usinagem.

$$d\theta = \theta_2 - \theta_1 / r, \quad (3.17)$$

onde, θ_1 é a posição angular do eixo de entrada do redutor, θ_2 é a posição angular do eixo de saída do redutor e r é a relação de redução.

Quando ocorre um erro de transmissão angular é gerada em consequência uma flutuação da velocidade angular do eixo de saída, que pode ser expressa pela seguinte equação:

$$\delta_\omega = \frac{\Delta\omega_2}{\omega_2} \times 100\%, \quad (3.18)$$

onde, δ_ω é taxa de flutuação da velocidade angular, ω_2 é a velocidade angular do eixo de saída do redutor e $\Delta\omega_2$ é a flutuação de velocidade angular do eixo de saída do redutor

Não existe nenhum método padrão para se medir o erro de transmissão angular e a

taxa de flutuação de velocidade. Portanto, para o redutor desenvolvido foi adotado o método utilizado pela MITSUBISHI (19__), descrito a seguir. O redutor é acionado através de correias lisas em baixa velocidade, por um motor elétrico CC. O acionamento é realizado através de correias para minimizar a indução de vibrações do motor ao redutor. O erro de transmissão angular, $d\theta$, medido por “encoders” tem, de uma forma grosseira, a resolução do encoder do eixo de saída do redutor, que é de 18 segundos de arco, pois a resolução do encoder do eixo de entrada vista pelo eixo de saída do redutor é de cerca de 15 segundos de arco. O sinal $d\theta$ é convertido na flutuação de velocidade angular $\Delta\omega_2$ por um processo de diferenciação numérica (diferença para trás).

As figuras 3.9 e 3.10 apresentam os resultados obtidos em um ensaio de medida da posição de entrada e saída do redutor, para rotação do redutor no sentido horário e as figuras 3.11 e 3.12 apresentam os resultados para o sentido anti-horário. Nas figuras 3.8 e 3.10 são apresentados as posições e velocidades do eixo de entrada e de saída do redutor. Estes valores são utilizados no cálculo do erro de transmissão angular e para o cálculo da flutuação da velocidade apresentados nas figuras 3.10 e 3.12.

Como se verifica, as posições angulares tem um comportamento bastante linear e as velocidades angulares dos eixos de entrada e saída variam com oscilações muito semelhantes. As oscilações nas velocidades angulares dos eixos de entrada e de saída do redutor tem frequência igual à rotação do eixo de entrada do redutor, ou seja, um período destas oscilações ocorre para cada volta do eixo de entrada. Este fato indica que estas oscilações são causadas por um posicionamento incorreto da polia de acionamento acoplada ao eixo de entrada do redutor. Ressalta-se que uma excentricidade presente entre o eixo da polia e o eixo de entrada do redutor, causaria uma oscilação senoidal na velocidade angular do eixo de entrada.

Observa-se que, estes resultados apresentam uma boa repetibilidade para diferentes velocidades e sentido de rotação.

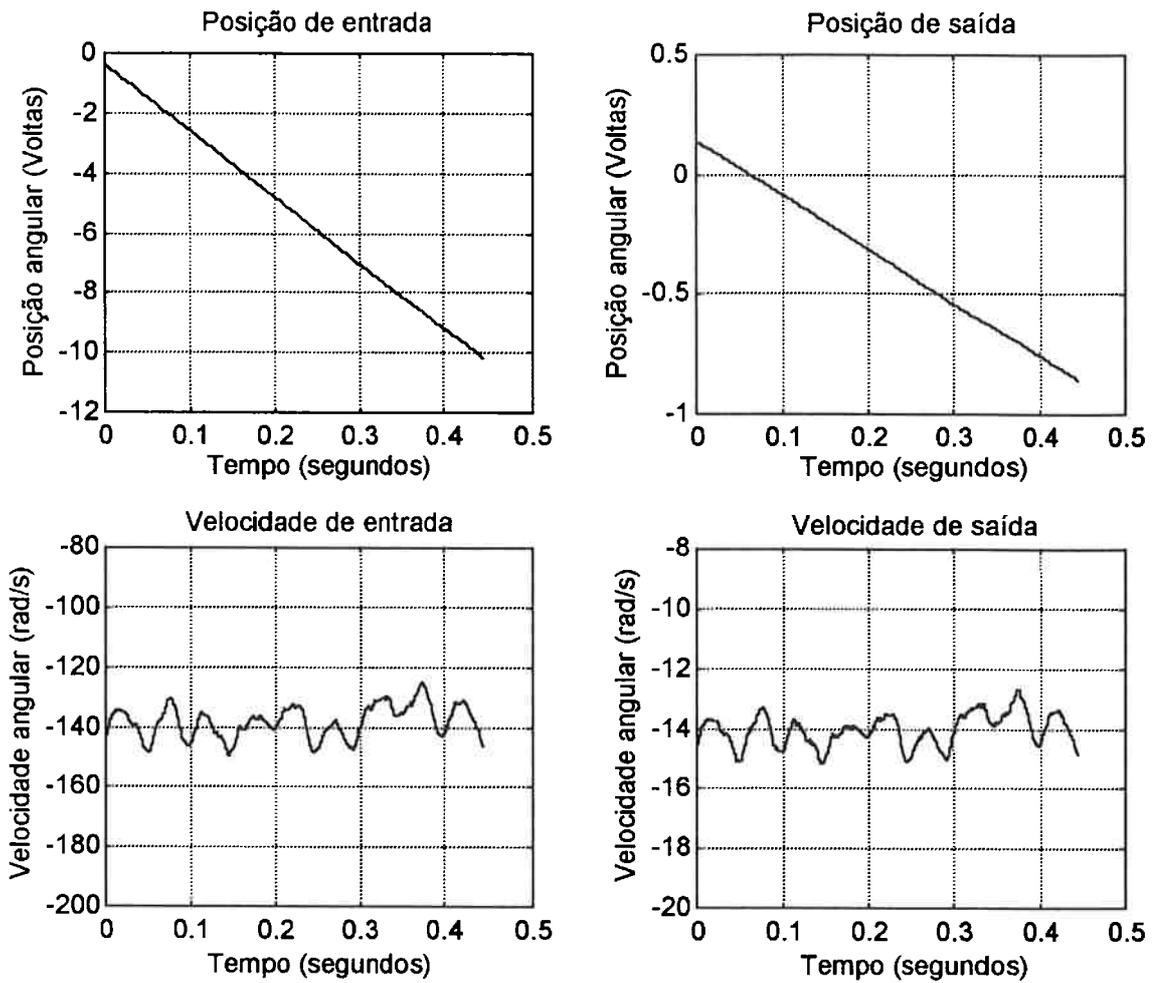


Figura 3.9: Gráficos de posição e velocidade angular do eixo de entrada e saída do redutor, para rotação no sentido horário.

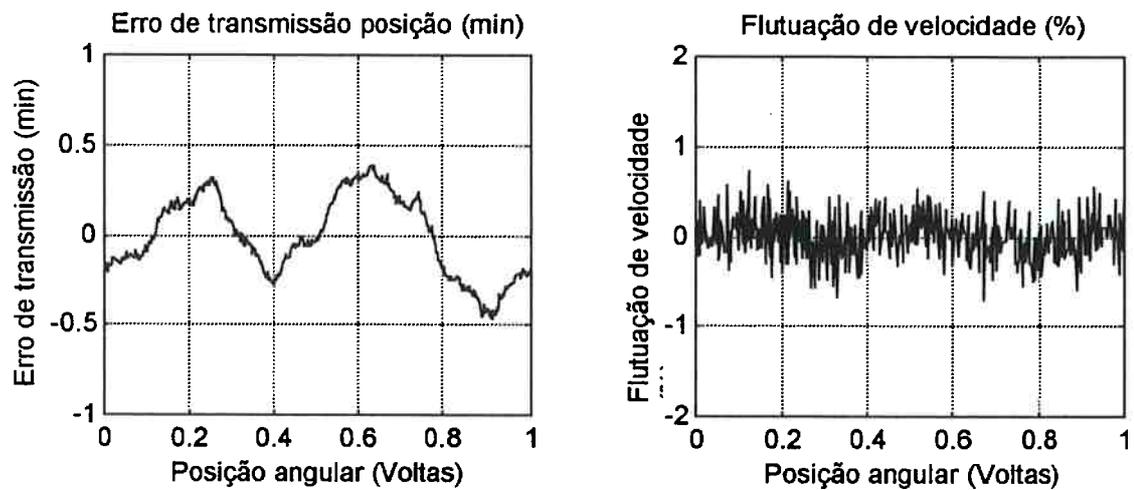


Figura 3.10: Gráficos do erro de transmissão angular e da flutuação de velocidade angular em uma volta do eixo de saída do redutor para o sentido horário.

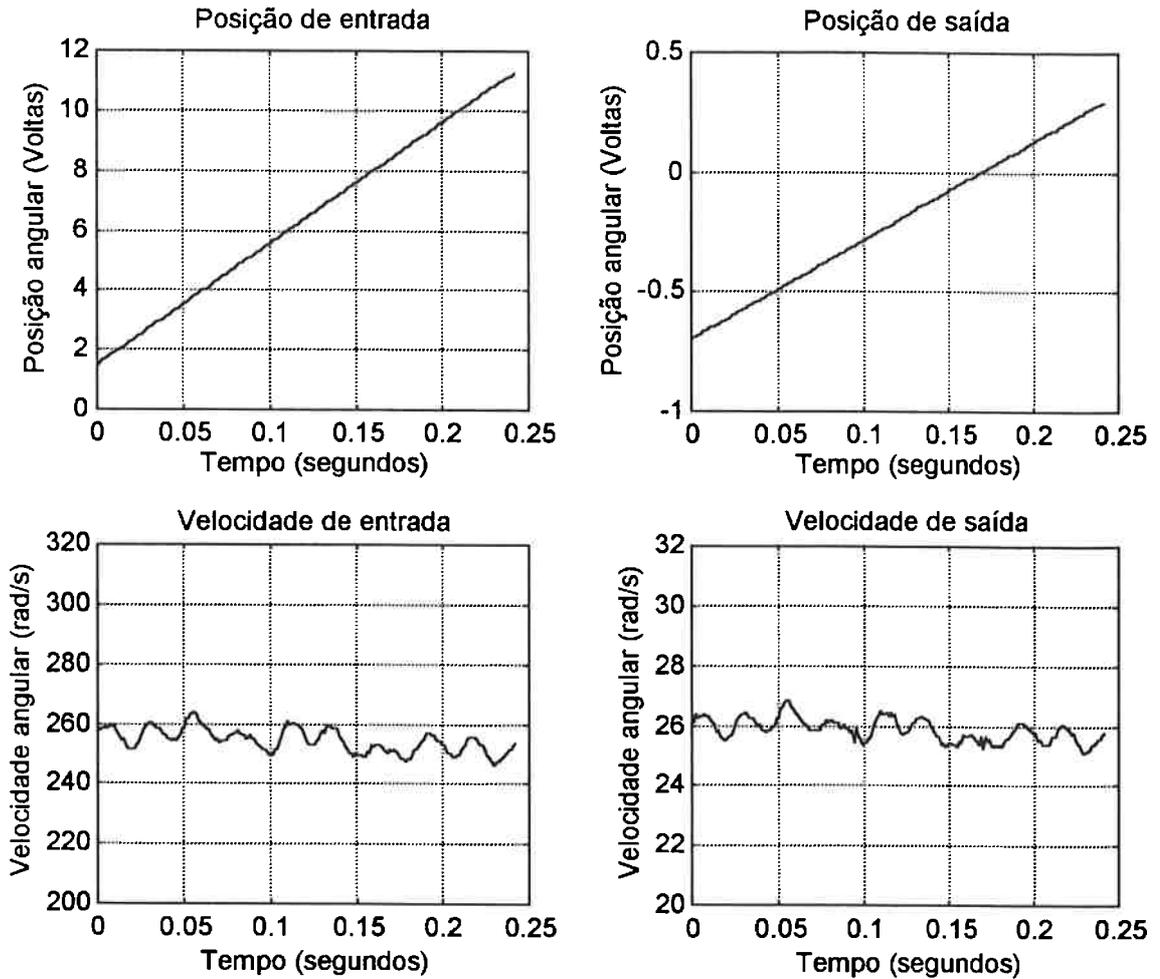


Figura 3.11: Gráficos de posição e velocidade angular do eixo de entrada e saída do redutor, para rotação no sentido anti-horário.

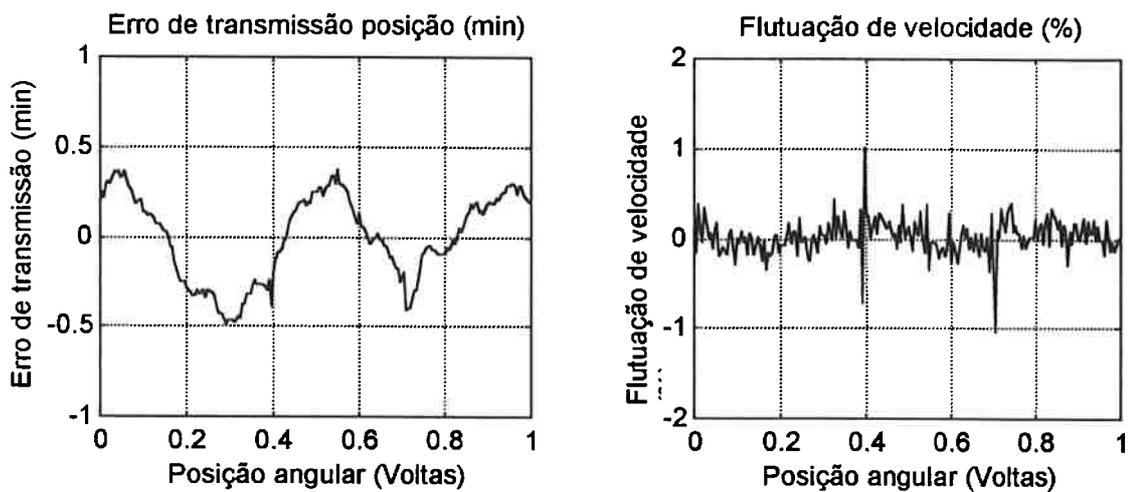


Figura 3.12: Gráficos do erro de transmissão angular e da flutuação de velocidade angular em uma volta do eixo de saída do redutor para o sentido anti-horário.

A tabela 3.4 apresenta um sumário dos resultados obtidos através da análise dos gráficos das figuras 3.9 a 3.12.

Tabela 3.4: Resultados do erro de transmissão angular e da flutuação de velocidade angular.

Direção de rotação	Horário	Anti-horário
Relação de redução medida	9,839	9,839
Relação de redução nominal	9,847	9,847
Velocidade angular nominal do eixo de saída (rad/s)	14	26
Erro de transmissão angular, $d\theta$ (minutos de arco)	0,8	0,9
Flutuação da velocidade angular, $\Delta\omega_2$ (rad/s)	2	2
Taxa de flutuação da velocidade angular, δ_ω (%) -	1	1,5

Comparando estes resultados com os valores da tabela 3.3, pode-se observar o seguinte:

- Os resultados obtidos para a taxa de flutuação de velocidade angular utilizando-se o método da MITSUBISHI (19__), podem ser considerados satisfatórios, enquadrando o redutor na classe de redutores de precisão.
- Os resultados obtidos para o erro de transmissão angular são satisfatórios, enquadrando também o redutor na classe de redutores de precisão.

3.4.2. Determinação da folga e da rigidez torsional

Para a medida da rigidez e folga do redutor é aplicado um torque variável no eixo de saída enquanto o eixo de entrada permaneceu travado (sem possibilidade de rotação). O torque variável é aplicado através do posicionamento de pesos ao longo de uma barra fixada ao eixo de saída. Começando com torque igual a zero, adicionam-se pesos ao longo de um lado da barra de forma a aumentar gradualmente o torque em um sentido. Após atingir cerca de 30% do torque nominal máximo de projeto do redutor, retiram-se os pesos de forma a diminuir gradualmente o torque aplicado, até atingir novamente torque igual a zero. Neste instante, adicionam-se pesos no outro lado da barra, de forma a aplicar gradualmente torque no sentido reverso. Quando o torque atinge cerca de 30% a 50% do torque máximo, retiram-se os pesos gradativamente de forma a diminuir o torque até atingir novamente o valor nulo. Durante estas operações, as variações de torque e posição angular do eixo são medidas. A

posição angular é medida através de um encoder ótico com resolução de 18 segundos de arco (72000 traços por revolução). O torque foi obtido através da multiplicação do valor do peso pela distância entre o ponto de aplicação do peso ao centro de rotação do eixo.

Neste sistema, se existir alguma folga no redutor, ocorrerá uma grande variação da posição angular do eixo no momento de mudança de sentido do torque, ou seja, quando o torque passa pelo valor nulo. Ao mesmo tempo, se não existir folga no redutor, a relação entre o torque e a posição angular deve ser linear, e assim, somente a rigidez torsional do redutor será observada. Nota-se que a variação da posição angular durante a carga e a descarga não são exatamente os mesmos, produzindo um pequeno ciclo de histeresis.

A figura 3.13 apresenta os resultados obtidos para a folga e rigidez torsional do redutor.

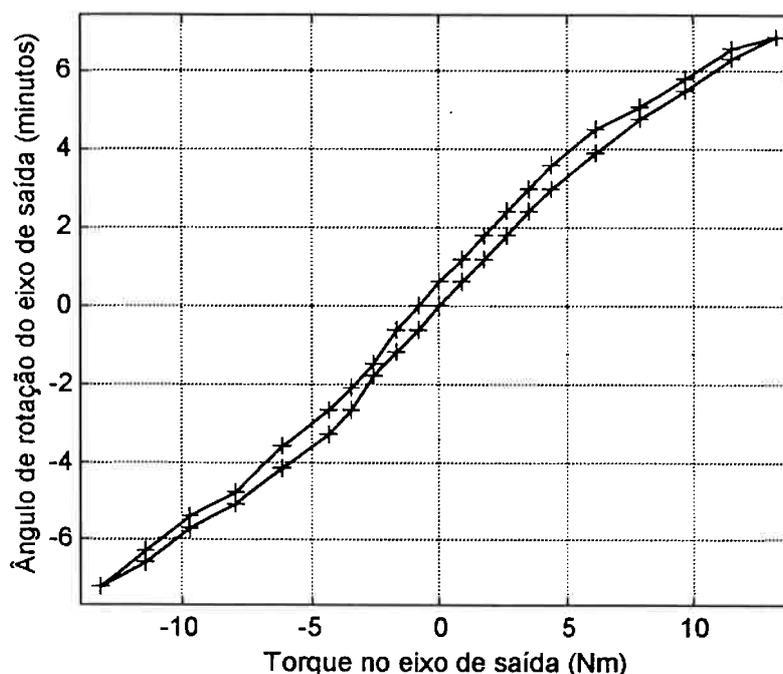


Figura 3.13: Folga e rigidez torsional do redutor.

Nesta figura, os pontos experimentais estão marcados por uma cruz, '+'. A curva apresenta algumas irregularidades devido a erros experimentais. A principal razão destes erros é a resolução do encoder utilizado para a medida da posição angular do eixo (18 segundos de arco), a variação máxima representa cerca de somente 24 traços do encoder. Contudo, é possível observar que este redutor não apresenta folga, como é esperado de um redutor que utiliza do princípio de tração entre superfícies em rolamento.

3.4.3. Ensaio para determinação de Torque Máximo

Este ensaio é semelhante ao anterior, isto é, são introduzidos pesos na barra até que o eixo de saída do redutor comece a escorregar, indicando o deslizamento dos planetas sobre o sol e sobre o anel externo. O valor de torque imediatamente anterior a este ponto, é o torque máximo que o redutor suporta.

Deste modo, realizou-se uma série de ensaios e adotou-se o valor médio do torque máximo, resultando em 26,3Nm. Este valor é uma média dos valores dos torques obtidos para os dois sentidos de rotação do redutor. A figura 3.14 apresenta resultados de um ensaio onde se observa que o torque máximo é praticamente o mesmo para os dois sentidos.

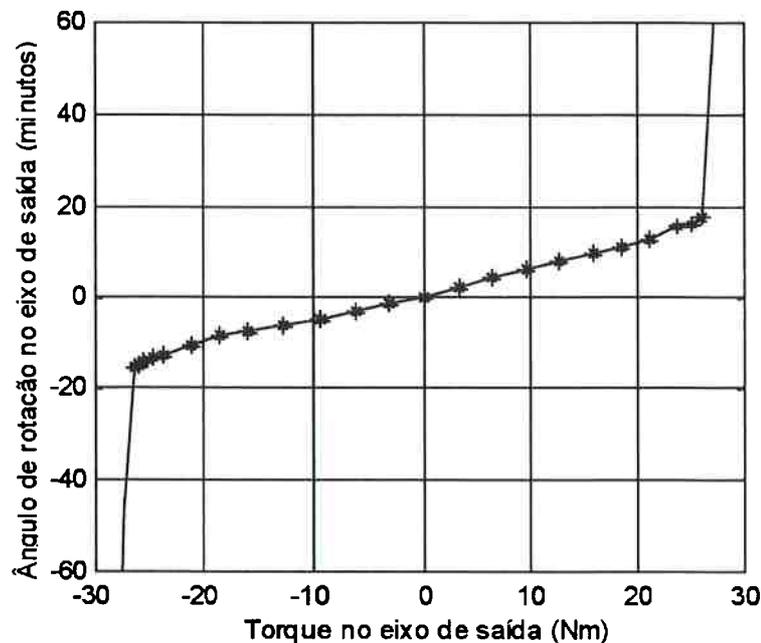


Figura 3.14: Gráfico ângulo de rotação do redutor em função do torque aplicado para ensaio de determinação do torque máximo do redutor.

3.5. Resultados Finais e Conclusões

Com o valor do torque máximo pode-se determinar os esforços sobre o sol, a pressão máxima de contato e a vida útil deste redutor pelo critério da fadiga superficial. A tabela 3.5 apresenta os valores das variáveis do dimensionamento do redutor.

Tabela 3.5: Variáveis do dimensionamento do redutor.

Variável	Valores
Torque máximo de saída (Nm)	26,3
Torque máximo de entrada (Nm)	2,67
Força tangencial máxima (N)	199,78
Força normal máxima (N)	3329,64
Pressão máxima (Ksi)	217,9
Vida útil do redutor (ciclos)	$>5 \times 10^8$

Os resultados da tabela 3.5 indicam que o redutor apresenta uma vida útil elevada. Ressalta-se, no entanto, que este estudo de fadiga é um primeiro estudo, preliminar e simplificado, pois o objetivo principal era a viabilização da aplicação do redutor a tração no sistema de posicionamento pneumático. Este objetivo foi alcançado.

Assim, um redutor planetário de um único estágio a tração, com relação de redução de cerca de 1:10 e torque máximo de saída de 26,3Nm, foi projetado, fabricado e testado. Era esperado deste redutor características de precisão, ou seja, baixo erro de transmissão angular, baixa flutuação de velocidade angular e folga praticamente zero.

Os resultados mostraram que o valor da relação de redução (1:9,839) ficou bem próximo do valor nominal de projeto (1:9,847), apresentando assim, um erro 0,08%. Este erro é desprezível, a medida que este redutor é utilizado em um sistema de velocidade variável, com controle por realimentação.

O redutor não apresentou folga, como era esperado, contudo apresentou um erro de transmissão angular, da ordem de 55 segundos de arco e uma flutuação de velocidade da ordem de 1,5%, sendo classificado, segundo MITSUBISHI (19__), como um redutor de precisão. Estes erros são maiores do que os esperados, pois a expectativa era de que este redutor apresentasse características de ultra-precisão, conforme relatos da literatura. Contudo, as características de erro de transmissão angular e as oscilações de velocidade inferiores às esperadas, podem ser explicadas em função dos seguintes aspectos:

- existência de erro de forma nas superfícies rolantes;
- pré-carga excessiva levando a uma deformação plástica das superfícies em contato maior do que a desejada. Como o processo de pré-carga utilizado não está

instrumentado, não é possível saber com exatidão a força normal que está sendo aplicada, portanto, pode ocorrer tanto um aperto excessivo da flange, como um aperto menor do que o esperado;

- fabricação dos componentes do redutor com medidas ligeiramente fora das tolerâncias especificadas.

A eliminação destes problemas na construção de um novo protótipo, pode resultar em um redutor com características de ultra-precisão.

Capítulo 4

Válvula pneumática proporcional de 4 vias

A válvula proporcional de 4 vias, que será associada ao MPAR, é uma válvula pneumática reguladora de fluxo do tipo placa rotativa, que utiliza como atuador um motor elétrico de corrente contínua (CC) e um redutor de velocidade. Esta válvula é, em princípio, dimensionada para atender às exigências de vazão e pressão do MPAR. Neste capítulo são apresentados os seguintes tópicos:

- O projeto otimizado da válvula, onde são realizados os cálculos para o dimensionamento da válvula, apresentadas as características construtivas e as modificações introduzidas no projeto inicial desenvolvido por GOUVEIA (1996);
- O cálculo das vazões de ar pelos orifícios de pressão e de escape em função da abertura da válvula e das pressões a montante e a jusante dos orifícios. Neste cálculo considera-se o efeito de saturação, que é modelado pela existência de orifícios em série aos orifícios de pressão e de escape, e o efeito causado por vazamentos, que são significativos somente na região de fechamento da válvula;
- O modelo dinâmico da válvula, que considera o atuador, no caso o motor CC, acoplado a uma carga de inércia e o circuito acionador PWM do motor. Esta inércia é composta pelo redutor de velocidade e pela placa rotativa (disco) da válvula. Os parâmetros associados ao modelo são obtidos por um processo de identificação de sistemas. Para a verificação do modelo são realizadas comparações entre os resultados experimentais e resultados de simulação do modelo;
- Sistema de controle de posição da válvula. Este sistema de controle é elaborado a partir de um modelo linear da válvula utilizando-se a técnica clássica baseada na resposta temporal do sistema para um degrau, OGATA (1987).

A análise e estudo da válvula tem por objetivo o conhecimento detalhado do seu funcionamento. Este conhecimento é importante pois a válvula é o atuador do sistema de posicionamento pneumático desenvolvido. A partir deste estudo, ficará determinada a faixa de abertura onde a válvula responde de forma linear (o que é fundamental para controle), as

características não-lineares, tais como zona morta, saturação, vazamentos e atritos e as características dinâmicas da válvula, como por exemplo, o tempo de resposta, o sobressinal e o atraso.

Como foi citado anteriormente esta válvula é um projeto otimizado da válvula proporcional desenvolvida por GOUVEIA (1996). Assim, as principais inovações deste novo protótipo foram determinadas a partir de observações do protótipo inicial e das conclusões e recomendações realizadas por GOUVEIA (1996). As principais modificações são as seguintes:

- Alteração da relação entre as áreas dos orifícios de escape e de pressão, que neste caso foi definida como sendo 3,5, a fim de incorporar um aumento da eficiência da válvula quando associada a uma carga. Em GOUVEIA (1996) foi feita a comprovação teórica deste aumento da eficiência. O Capítulo 5 (Sistema MPAR-Válvula) apresenta este estudo teórico de forma mais detalhada, bem como a sua comprovação experimental;
- O tamanho da válvula foi reduzido para diminuir o efeito da inércia do disco e o efeito do atrito entre o disco e as tampas. Deste modo, o torque motor e as não-linearidades devido ao atrito são reduzidas em relação ao primeiro protótipo;
- Materiais de maior dureza foram utilizados. Sobre as superfícies em contato aplicou-se tratamento térmico (cimentação) e realizou-se uma retífica mais apurada sobre as partes deslizantes. Desta forma, ocorreu uma redução do atrito entre o disco e as tampas e entre o disco e o anel, uma redução nos vazamentos da válvula e redução na taxa de oxidação do material da válvula;
- A geometria dos canais de pressão e de escape foi modificada para que o fluxo de ar não sofra variações abruptas de direções. Para isso foram suavizadas as curvas acentuadas. Dessa forma, obtém-se um melhor direcionamento do fluxo de ar do canal para os orifícios, o que ocasiona um aumento no desempenho da válvula e uma redução das forças de desbalanceamento, conforme citado em BLACKBURN (1960).

4.1. Configuração e funcionamento da válvula proporcional

O texto desta seção está baseado no trabalho de GOUVEIA (1996), que desenvolveu o primeiro protótipo desta válvula.

A válvula proporcional utilizada no sistema de posicionamento pneumático foi projetada procurando uma solução que tenha simplicidade de construção, facilidade de montagem e operação simples. Desta forma, optou-se por desenvolver uma válvula de um único estágio, ou seja, o elemento deslizante é acionado diretamente por um motor elétrico. O motor elétrico utilizado é do tipo de corrente contínua (CC) com escovas. Ainda, com o objetivo de facilitar a atuação do elemento deslizante e devido à grande disponibilidade de tipos e tamanhos de motores CC, optou-se por um modelo com elemento deslizante que pudesse ser acionado de forma rotativa, e assim, foi desenvolvida uma válvula de placa rotativa, ou disco.

Para facilitar o entendimento da válvula tipo placa rotativa, a figura 4.1 mostra o esquema de uma válvula linear tipo placa com 5 vias e 2 sentidos de fluxo. Na posição central a válvula permanece fechada. Se o elemento deslizante é deslocado, uma ou outra passagem é selecionada.

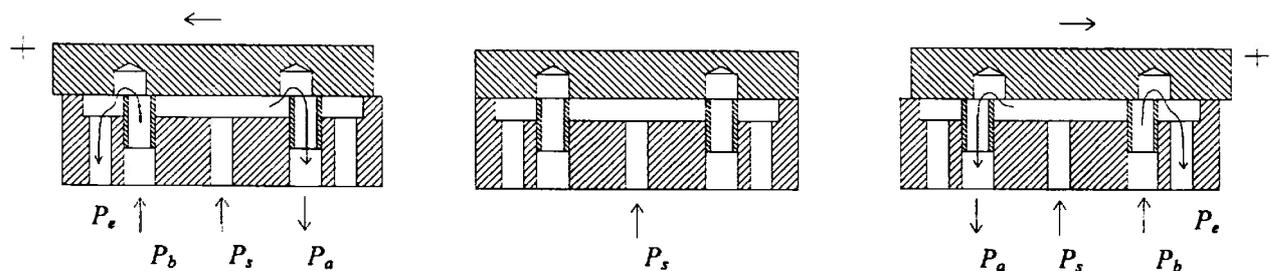


Figura 4.1: Esquema simplificado de funcionamento da válvula tipo placa linear.

A figura 4.2 mostra como foi imaginada a “circularização” da válvula linear. Partindo do mesmo princípio de funcionamento, as câmaras de exaustão, anteriormente separadas, são unidas e dispostas em forma de anel. A câmara pressurizada, que era única, também ganhou um formato anular. O formato dos blocos que continham as câmaras também foi alterado. O elemento móvel deixou de ser um bloco, se transformando em um disco com movimento de rotação. Os espaçadores também deixaram de ser blocos retangulares e se

transformaram em um único anel.

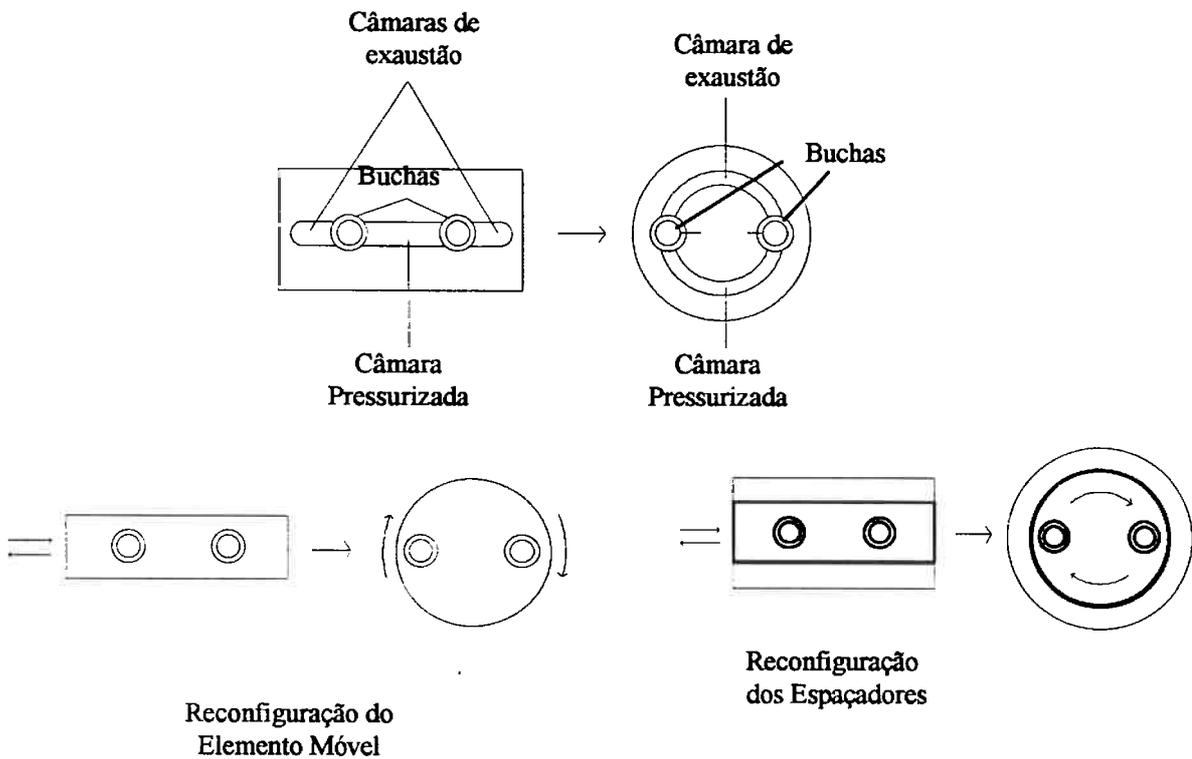


Figura 4.2: “Circularização” da válvula tipo placa linear.

Aparentemente esta válvula necessita apenas de uma entrada de ar, mas um diferencial de pressão considerável ocorreria nesta situação, provocando o travamento do disco. Foram usadas então, duas entradas, para que houvesse equilíbrio entre as forças que atuam no lado de cima e de baixo do disco, minimizando o problema do atrito. Nesta condição, o disco permanece livre para o movimento circular. Além da preocupação com a simetria do disco, foi feita uma comunicação entre os seus dois lados, através de 2 furos. Observa-se que estas ações têm por objetivo minimizar o desequilíbrio de esforços sobre o disco, no caso de surgimento de qualquer diferencial de pressão entre os seus dois lados. O Apêndice 2 apresenta o desenho de conjunto e os desenhos de detalhe de cada peça que compõe a válvula.

A figura 4.3 apresenta como são formados os orifícios de pressão e de escape, a medida que o elemento deslizante é girado, observando-se a diferença de área entre eles. Estes orifícios são representados pelas áreas mais escuras. Observa-se que as áreas de passagem dos orifícios são formadas pela interseção dos furos calibrados do elemento deslizante com os canais de pressão e de escape. Observa-se, ainda, que as áreas de escoamento dos orifícios

variam linearmente com o deslocamento angular do elemento deslizante.

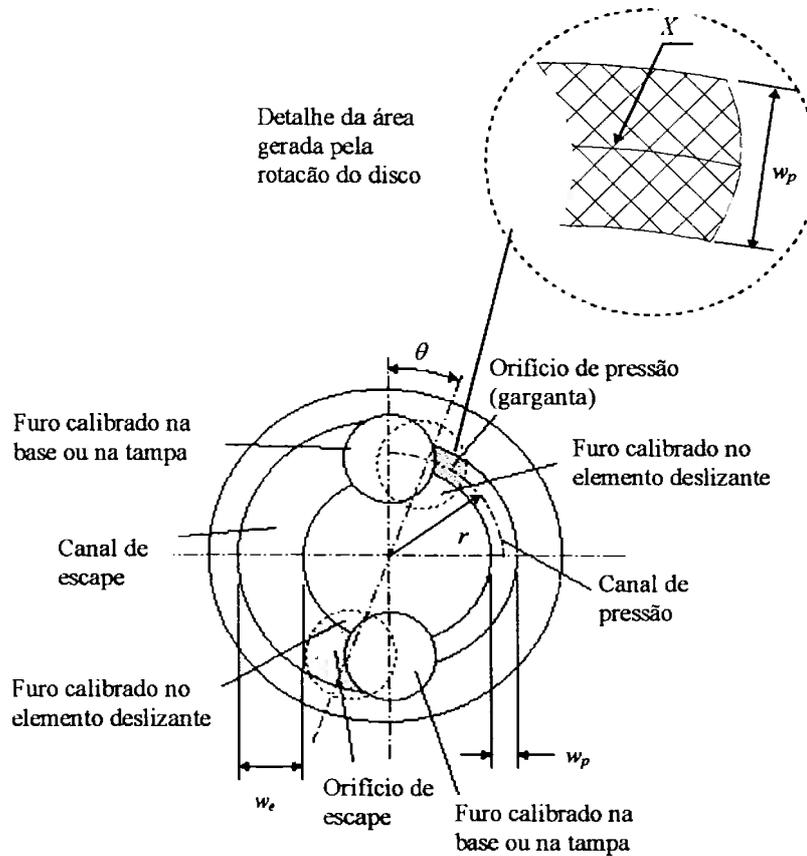


Figura 4.3: Formação dos orifícios de pressão e escape da válvula rotativa, para uma variação angular, θ , do disco rotativo (elemento deslizante).

Funcionamento da válvula:

A figura 4.4 apresenta um desenho tridimensional em corte da válvula desenvolvida em GOUVEIA (1996). Através deste desenho, pode-se verificar que o ar proveniente do sistema de compressão é introduzido nos dois orifícios de entrada (furos de alimentação) da válvula, atingindo os canais de pressão (superior e inferior). De acordo com a posição angular do disco, o ar dos dois canais penetra no orifício de pressão alimentando a carga. O ar que retorna da carga, penetra, então, pelo orifício de escape alcançando os dois canais de escape. Em seguida, o ar é liberado para o ambiente, através dos orifícios de exaustão da válvula.

A posição angular do disco é determinada por um sistema de acionamento (atuador), que é acoplado ao eixo da válvula, o qual está preso ao disco. Este sistema de

acionamento é composto por um motor CC, um redutor de velocidade, um sensor de posição angular (“encoder”) e por um controlador. Este controlador é implementado em um microcomputador.

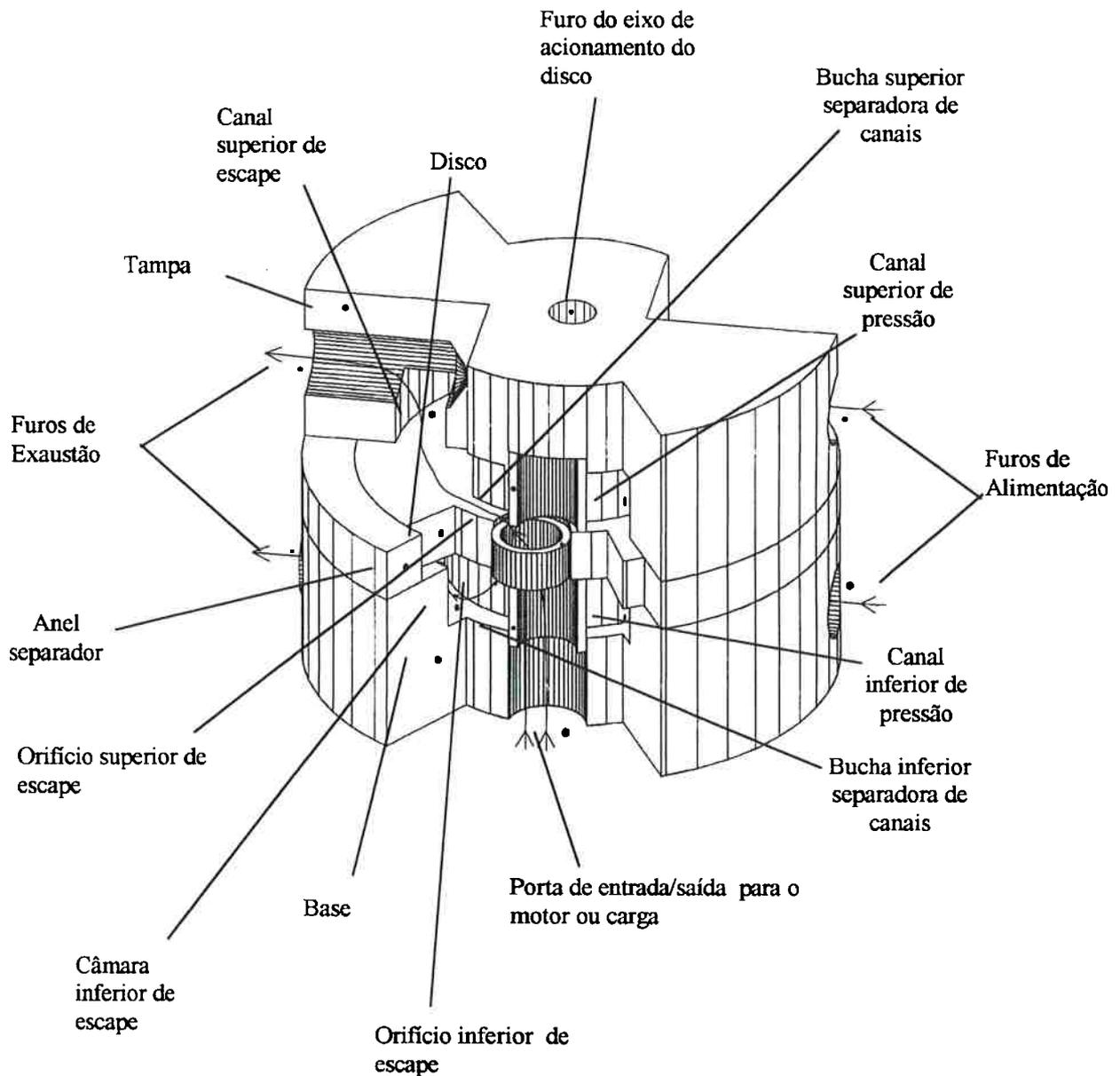


Figura 4.4: Desenho tridimensional em corte do primeiro protótipo da válvula pneumática, GOUVEIA (1996).

4.2. Dimensionamento da válvula

A medida que esta válvula será utilizada para controlar a vazão de ar para um motor pneumático de palhetas, a vazão que passa pelos seus orifícios deve ser suficiente para o funcionamento adequado deste motor. Por outro lado, existe uma recomendação prática descrita em BLACKBURN (1960), onde estipula-se que, para minimizar efeitos de saturação em uma válvula, a área máxima de abertura da garganta deve ser pelo menos quatro vezes menor que a área mínima de passagem da válvula. A área mínima de passagem da válvula é a área definida pelo diâmetro interno das buchas, que adota-se como sendo igual ao tamanho das conexões de entrada do motor pneumático utilizado, que é igual a 14mm (1/2 polegada). Em termos de área, este valor de diâmetro corresponde a 154mm^2 . Dessa forma, adotou-se a área máxima da garganta como sendo igual a $38,5\text{mm}^2$, afim de minimizar os efeitos de saturação da válvula.

A partir da figura 4.3, pode-se observar que a área de passagem de ar pelo orifício de pressão, A_p , é dada pela seguinte expressão:

$$A_p = 2w_p X, \quad (4.1)$$

onde w_p é a largura do canal da câmara de pressão, X é o deslocamento linear equivalente e o fator 2 é considerado em razão da existência de duas passagens, uma pela parte superior e outra pela parte inferior do disco. Arbitra-se um valor para a largura do canal de pressão, de 4mm. Assim, na condição de abertura máxima, tem-se um deslocamento linear máximo de 4,81mm. O ângulo de rotação máximo do disco é dado por $\theta_{max} = X_{max}/r$, onde r é o raio dado a partir do centro do disco até o centro dos furos calibrados, que está fixado em 17,5mm. Portanto, o ângulo θ_{max} é igual a 0,275rad ou $15,75^\circ$.

A largura do canal de exaustão está fixada em 14mm, que é o valor máximo possível, dado o diâmetro dos furos calibrados na tampa, na base e no disco. Assim, a área da garganta do orifício de escape fica sendo 3,5 vezes maior do que a área da garganta do orifício de pressão, ou seja, a relação entre as áreas do orifício de pressão e do orifício de escape é igual a 3,5.

Com estas dimensões definidas, pode-se verificar que as outras áreas internas de passagem da válvula proporcional são maiores ou iguais à área mínima de passagem.

4.3. Vazões através da válvula

Com o objetivo de se calcular as vazões de ar através da válvula em qualquer condição, é realizado um estudo da teoria do escoamento de gases em orifícios. Inicialmente, são apresentadas as equações que descrevem o escoamento de gases através de um único orifício. Posteriormente, é proposto um estudo teórico do efeito de saturação apresentado pela válvula. Os coeficientes de descarga dos orifícios de pressão e de escape e a quantificação do efeito de saturação, são determinados a partir das relações teóricas desenvolvidas e dos dados experimentais de pressão e de vazão obtidos nos testes realizados na bancada experimental.

4.3.1. Escoamento de gases através de um orifício

De acordo com a formulação dada por SHAPIRO (1953) e descrita em BLACKBURN (1960), a vazão mássica de um gás perfeito ou semi-perfeito que escoar através de um orifício, conforme ilustrado na figura 4.5, é dada por:

$$W = C_d A C_2 \frac{P_u}{\sqrt{T_u}} f_1(P_d/P_u), \quad (4.2)$$

sendo W o fluxo de massa em Kg/s, C_d o coeficiente de descarga, A a área do orifício em m^2 , P_u a pressão de estagnação na entrada da restrição em pascal, P_d a pressão de exaustão na saída da restrição em pascal e T_u a temperatura de estagnação na entrada da restrição em K.

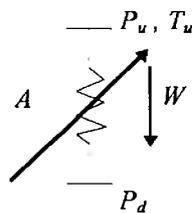


Figura 4.5: Fluxo de massa através de um orifício simples de área variável.

Na equação (4.2), o escoamento é admitido isoentrópico. A função f_1 é dada pela seguinte expressão:

$$f_1(P_d/P_u) = \begin{cases} \frac{C_1}{C_2} \left(\frac{P_d}{P_u}\right)^{1/k} \sqrt{1 - \left(\frac{P_d}{P_u}\right)^{\frac{(k-1)}{k}}}, & \text{para } P_d/P_u > (P_d/P_u)_{\text{crítico}} \\ 1 & \text{para } P_d/P_u \leq (P_d/P_u)_{\text{crítico}} \end{cases} \quad (4.3)$$

onde k é a relação adimensional entre os calores específicos a pressão e volume constantes, C_1 e C_2 são constantes que dependem de k e da constante do gás, R conforme as equações (4.4). Se o ar estiver a pressões abaixo de $210 \times 10^5 \text{ Pa}$ e temperaturas acima de 195 K , ou -78°C , pode considerado um gás perfeito. Para estas condições, os seguintes valores podem ser usados: $k = 1,4$ e $R = 288 \text{ m}^2/\text{s}^2\text{K}$. Os valores de C_1 e C_2 com os valores de R e k citados estão apresentados nas equações (4.4).

$$C_1 = \sqrt{\frac{2k}{R(k-1)}} = 0,15 \text{ s} \frac{\sqrt{\text{K}}}{\text{m}} \quad (4.4a)$$

e

$$C_2 = \sqrt{\frac{k}{R \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{(k+1)}{(k-1)}}}} = 0,04 \text{ s} \frac{\sqrt{\text{K}}}{\text{m}} \quad (4.4b)$$

A relação $(P_d/P_u)_{\text{crítico}}$ é dada por:

$$\left(\frac{P_d}{P_u}\right)_{\text{crítico}} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{k/(k-1)}, \quad (4.5)$$

que fornece um valor de 0,528 para o caso do ar. A figura 4.6 mostra o gráfico da função $f_1(P_d/P_u)$ em função da relação de pressões P_d/P_u , para o ar nas condições de gás perfeito. Abaixo de 0,528, a função é constante e igual a 1. Nesta situação, conforme a equação (4.2), se a pressão P_u e a temperatura T_u forem constantes, a vazão será função somente da variação da área A , ou seja, varia linearmente com a abertura do orifício.

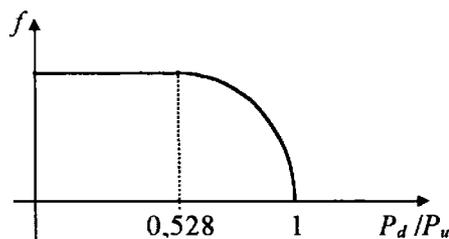


Figura 4.6: Comportamento de $f_1(P_d/P_u)$ em função de P_d/P_u .

A figura 4.7 mostra o comportamento da vazão mássica para válvulas ideais e reais em função da área de abertura, A , para uma válvula hidráulica tipo carretel, retirado de BLACKBURN (1960). Entenda-se como válvulas ideais, aquelas que não apresentam folgas, “over-lap”, “under-lap”, arredondamentos de arestas e variação no coeficiente de descarga com a variação da área do orifício.

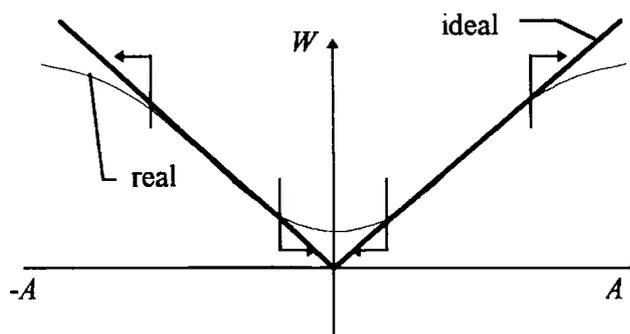


Figura 4.7: Gráfico do comportamento ideal e real do fluxo de massa em função da área do orifício de uma válvula carretel, descrito em BLACKBURN (1960).

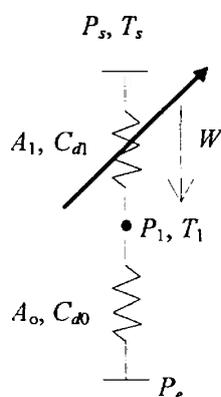
O comportamento real da vazão mássica apresenta duas faixas de não linearidade. A primeira região de não linearidade se localiza na região de fechamento, ou posição central da válvula, e pode ser explicada pela presença de “under-lap”, arredondamentos de arestas e folgas. Estes efeitos provocam vazamentos quando o elemento deslizante estiver na posição central. Além desses efeitos, pode existir um “over-lap”, ou seja, o comprimento de vedação do elemento deslizante é maior do que a porta de saída da válvula. Neste caso, existirá uma “zona morta de controle” que causa um achatamento da curva na região central. A segunda faixa de não linearidade no gráfico, próxima das áreas máximas de abertura, é explicada pelo fenômeno de saturação, que é um aumento da perda de carga que ocorre nas áreas de passagem da válvula antes e, principalmente, após o orifício de controle quando se aumenta a vazão.

A teoria de escoamento de gases através de um orifício pode ser utilizada para a válvula desde que sejam incorporados estes efeitos não lineares. O desenvolvimento, apresentado a seguir, incorpora estes efeitos.

4.3.2. Modelo das vazões através da válvula

O modelo adequado para representar o comportamento da vazão de ar através da válvula na faixa linear e na região de saturação leva em consideração a existência de dois orifícios, o orifício principal da válvula, de área variável, e um segundo orifício em série, de área fixa, conforme representado na figura 4.8. Este modelo é utilizado tanto para a análise dos orifícios de pressão como para os orifícios de escape.

No caso da válvula, o orifício fixo em série aos orifícios de pressão deve ser considerado como sendo o orifício de saída do ar para a carga, pois neste ponto ocorre uma expansão final do fluido, já que antes deste, a única restrição ou expansão existente é a do próprio orifício de pressão. Contudo, como a válvula está sendo testada isoladamente, este orifício fica aberto para a atmosfera. Para os orifícios de escape, o orifício fixo é representado pelos orifícios de saída do ar da válvula para a atmosfera.



Legenda:

- A_o - área do orifício fixo
- C_{d0} - coeficiente de descarga do orifício fixo
- A_1 - área do orifício variável
- C_{d1} - coeficiente de descarga do orifício variável
- P_s - pressão de alimentação
- T_s - temperatura do ar na alimentação
- P_1 - pressão na entrada do orifício fixo
- T_1 - temperatura na entrada do orifício fixo
- P_e - pressão atmosférica
- W - vazão através dos dois orifícios

Figura 4.8: Modelo da válvula proporcional com dois orifícios em série, um variável e outro fixo.

O escoamento de gases através de dois orifícios em série, segundo TAYLOR (1971), pode ser representado pelo gráfico dado na figura 4.9. Neste gráfico as pressões P_e e P_s são mantidas constantes e o mesmo relaciona as seguintes variáveis:

- $C_{d0}A_o/C_{d1}A_1$, que é a razão entre o produto da área pelo coeficiente de descarga do orifício fixo e o produto da área pelo coeficiente de descarga do orifício variável;

- W/W_1 que é a razão entre a vazão através dos dois orifícios, W , e a vazão que passaria pelo sistema se existisse somente o orifício de área variável, W_1 .

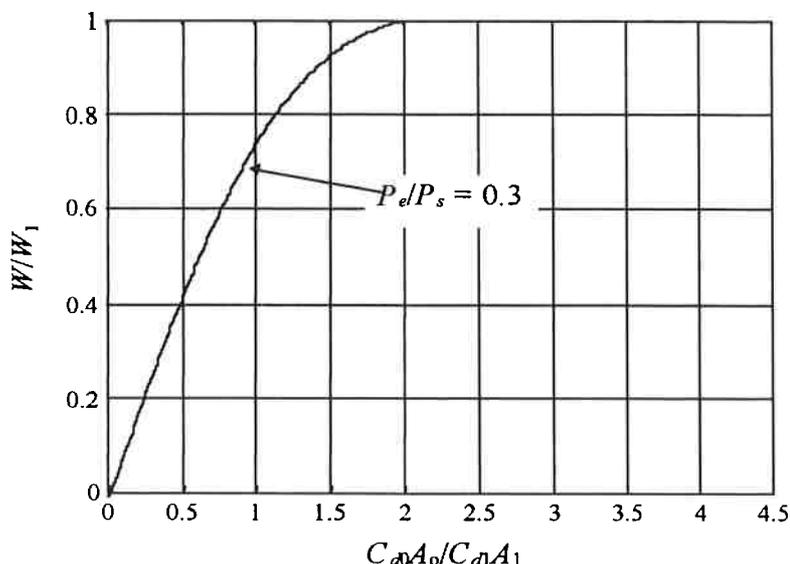


Figura 4.9: Gráfico de W/W_1 em função de $C_{d0}A_0/C_{d1}A_1$, indicando o efeito da saturação, TAYLOR (1971).

O que se observa neste gráfico é o efeito que o orifício fixo exerce sobre a vazão, em função da variação da área A_1 . Fica evidente que, com uma pequena área de abertura A_1 , a razão $C_{d0}A_0/C_{d1}A_1$ tem um alto valor, e nesta condição $W/W_1 = 1$, isto é, a vazão dos orifícios em série é igual à vazão pelo sistema se existisse apenas o orifício de área variável. Em outras palavras, nesta condição, o orifício fixo não altera o valor da vazão, e portanto, o efeito da saturação pode ser negligenciado. Conforme a válvula é aberta, a relação $C_{d0}A_0/C_{d1}A_1$ vai reduzindo até que a razão entre as vazões, W/W_1 começa a ficar menor que 1. Neste momento, o efeito da saturação passa a existir e o orifício fixo deve ser considerado na análise. Percebe-se que quanto mais a válvula é aberta, mais a vazão é reduzida, em relação à vazão que existiria apenas com o orifício variável. No limite, tendo-se uma área de passagem A_1 infinita, o orifício de área fixa exerceria controle total da vazão, que seria praticamente nula se comparada com a vazão infinita que passaria pelo sistema sem o orifício fixo.

O gráfico da figura 4.9 foi feito para uma condição de relação entre as pressões de saída e de entrada igual a 0,3. No caso em estudo, esta relação está em torno de 0,15, que é a relação entre a pressão de saída (atmosférica) e a pressão da entrada da válvula utilizada nos testes (6,5bar absoluto).

Finalmente, pode-se concluir que o modelo a ser proposto deve levar em consideração o efeito de saturação, porém este efeito somente é significativo na região onde a relação W/W_1 é menor do que um, que ocorre quando a válvula trabalha na região onde o fluxo de ar pelo orifício de área variável não está bloqueado. Este fato permite obter de forma independente os parâmetros da válvula nas três regiões de funcionamento, que são as seguintes:

- Região linear. Nesta região o orifício de área fixa não exerce efeitos significativos. A partir dos dados experimentais desta região, determinam-se os coeficientes de descarga dos orifícios variáveis;
- Região de saturação. Nesta região o orifício de área fixa exerce uma influencia significativa. A partir dos dados experimentais desta região realiza-se um ajuste para se obter o valor do coeficiente de descarga dos orifícios de área fixa;
- Região de fechamento. Nesta região ocorrem pequenos vazamentos e será modelada supondo-se a existência de uma área de abertura constante.

Região linear e de saturação:

O modelo matemático, proposto a seguir considera um orifício fixo em série ao orifício variável para representar a saturação. Para cada um dos orifícios da figura 4.8, a equação (4.2) pode ser aplicada resultando em:

$$W = C_{d1} A_1 C_2 \frac{P_s}{\sqrt{T_s}} f_1(P_1/P_s) \quad (4.6)$$

e

$$W = C_{d0} A_0 C_2 \frac{P_1}{\sqrt{T_1}} f_1(P_e/P_1). \quad (4.7)$$

Uma vez que a vazão é a mesma, estas equações podem ser igualadas, obtendo-se:

$$\frac{P_s \sqrt{T_1} f_1(P_1/P_s)}{P_1 \sqrt{T_s} f_1(P_e/P_1)} = \frac{C_{d0} A_0}{C_{d1} A_1} = \alpha_0, \quad (4.8)$$

onde α_0 é a relação entre os produtos das áreas dos orifícios pelos coeficientes de descarga dos mesmos, conforme indicado na equação. Admitindo-se que o processo é isoentrópico, a

relação T_1/T_s pode ser substituída por uma função da relação de pressão, dada por:

$$\frac{T_1}{T_s} = \left(\frac{P_1}{P_s} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (4.9)$$

Substituindo a relação das temperaturas dada pela equação (4.9) em (4.8) e rearranjando, obtém-se:

$$\left(\frac{P_s}{P_1} \right)^{\frac{k+1}{2k}} \frac{f_1(P_1/P_s)}{f_1(P_e/P_1)} - \alpha_0 = 0. \quad (4.10)$$

Assim, com P_s , T_s e P_e fixos, para cada valor de α_0 (que varia conforme a área de abertura da válvula) calcula-se, a partir da equação (4.10), a pressão P_1 . Com o valor de P_1 , utilizando-se a equação (4.6), ou (4.7), obtém-se a vazão pela válvula, W . Assim, W pode ser calculado para cada abertura do orifício variável, modelando o comportamento da válvula tanto na região linear como na região de saturação. Para a solução da equação (4.10) utiliza-se o método da dicotomia fornecido por SALVETTI (1976).

Para o cálculo do valor de $C_{d0}A_0$, impõe-se que o orifício fixo tem uma área igual à área mínima de passagem da válvula, que é determinada pela área dos bocais das conexões da válvula, que possuem um diâmetro de 14mm, e a partir desta hipótese calcula-se o coeficiente de descarga do orifício fixo. Esta hipótese não representa fielmente a realidade, porém facilita os cálculos. Observa-se que o importante é o produto do coeficiente de descarga pela área do orifício fixo e não os valores isolados de cada um. Observa-se, também, que esta hipótese é usada tanto para a análise do escoamento através dos orifícios de pressão como os de escape.

Região de Fechamento:

Na região de fechamento, verifica-se que ocorre um vazamento constante, que pode ser modelado assumindo-se que a válvula nunca fica totalmente fechada, tendo uma área de abertura constante em torno do ponto de fechamento. Assim, o valor da área do orifício de pressão pode ser calculado por:

$$A_1 = \begin{cases} A_{1,min}, & \text{para } |A_1| \leq A_{1,min} \\ N_p \gamma, & \text{para } |A_1| > A_{1,min} \end{cases}, \quad (4.11)$$

onde N_p representa a abertura da válvula em pulsos, γ é uma constante dada pelas características geométricas da área do orifício e $A_{1,min}$ é a área mínima real de abertura da válvula, definida em função dos resultados experimentais. Na verdade, nesta faixa nada implica que o valor do coeficiente de descarga seja o mesmo que o da região linear. Portanto, é mais conveniente, nesta região, determinar o valor de $C_{d1}A_{1,min}$ e não somente o valor de $A_{1,min}$.

O valor do parâmetro $C_{d1}A_{1,min}$ é dado pela relação entre a vazão real e a vazão teórica, W_t , calculada admitindo-se que o coeficiente de descarga e a área de passagem são ambos iguais a um e que o fluxo de ar pelo orifício variável está bloqueado, ou seja, $f_1(P_1/P_s)$ é igual a um. Assim, com estas hipóteses a equação (4.2) resulta em:

$$W_t = C_2 \frac{P_s}{\sqrt{T_s}}. \quad (4.12)$$

A vazão real, W_{real} , que é medida na bancada experimental, não se anula nesta região. Logo, ela pode ser interpretada como sendo igual à:

$$W_{real} = C_{d1}A_{1,min}W_t = C_{d1}A_{1,min}C_2 \frac{P_s}{\sqrt{T_s}}. \quad (4.13)$$

A relação W_{real}/W_t é igual ao valor $C_{d1}A_{1,min}$. O valor deste produto será calculado na seção seguinte, apenas para o orifício de pressão.

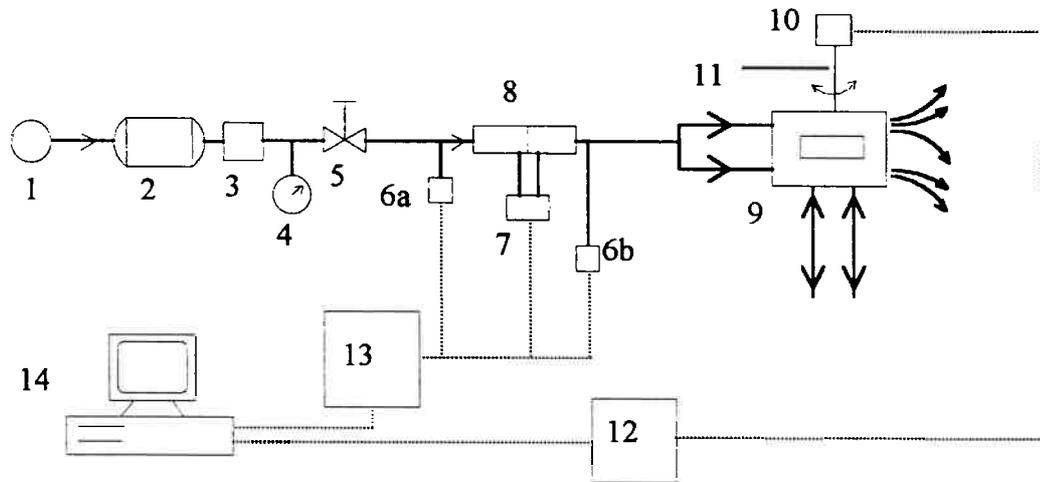
4.3.3. Determinação dos parâmetros da válvula

Nesta seção, são calculados os seguintes parâmetros da válvula:

- os coeficientes de descarga do orifício de pressão para rotação do disco no sentido horário, C_{d1h} (área positiva), e rotação anti-horário, C_{d1a} (área negativa);
- os coeficientes de descarga do orifício de escape C_{d2h} (área positiva) e C_{d2a} (área negativa);
- o coeficiente de descarga do orifício fixo em série aos orifícios de pressão, C_{d01} ;

- o coeficiente de descarga do orifício fixo em série aos orifícios de escape, C_{d02} ; e
- o produto $C_{d1}A_{1,min}$ do orifício de pressão na região de fechamento.

Estes parâmetros são determinados a partir da vazão real e da vazão teórica, que são calculadas através de dados experimentais e do procedimento detalhado a seguir. Os resultados experimentais foram obtidos a partir da aquisição de dados na bancada experimental, apresentada esquematicamente na figura 4.10. Esta figura apresenta os equipamentos que compõem o arranjo experimental, bem como as interligações entre estes.



Legenda:

————— : linha pneumática

..... : sinal elétrico

Descrição dos elementos da bancada:

- 1- linha de ar comprimido com pressão manométrica em torno de 6,5 bar;
- 2- tanque;
- 3- filtro e lubrificador de ar;
- 4- manômetro;
- 5- válvula gaveta;
- 6- transdutores de pressão 0-10 bar;
- 7- transdutor de pressão diferencial 0-0,3 bar;
- 8- trecho reto de tubo e placas de orifício;
- 9- válvula proporcional;
- 10- "encoder";
- 11- alavanca de acionamento do disco da válvula proporcional;
- 12- circuito digital contador de pulsos;
- 13- circuito conversor analógico/digital; e
- 14 - microcomputador dotado de programa de aquisição de dados.

Figura 4.10: Configuração da bancada experimental para ensaios da válvula.

Os ensaios para determinação dos coeficientes de descarga foram realizados com as seguintes interconexões:

- No caso dos orifícios de pressão, a conexão de suprimento de ar é feita na entrada normal da válvula e a saída de ar ocorre através das conexões da carga, que estão livres para a atmosfera;
- No caso dos orifícios de escape, a conexão de suprimento de ar é feita pelas conexões da carga e o escape realiza-se pela saída normal da válvula, livre para a atmosfera.

O procedimento experimental e a aquisição de dados para ambos os ensaios desta etapa são feitos da seguinte forma:

- Antes de se executar o programa de aquisição de dados, o disco giratório da válvula é levado até a posição de referência ou, simplesmente, a válvula é fechada. Esta posição passa a corresponder à posição onde o "encoder" fornecerá leitura igual a zero;
- Todas as medidas do ensaio do orifício de pressão são obtidas impondo uma pressão na entrada da linha (ponto 6a, da figura 4.10) em torno de 6,5bar absoluto. Para o ensaio do orifício de escape, a pressão no mesmo ponto é mantida em torno de 3bar absoluto. Os valores são diferenciados, pois quando a válvula estiver acoplada ao motor, os valores da pressão na entrada do orifício de escape serão inferiores a 6,5bar e mais próximos de 3bar;
- Uma vez fixado o tempo de amostragem, 25 valores consecutivos dos transdutores de pressão 6a, 6b e 7 (da figura 4.10), são aquiridos. Estes valores são "tratados" dentro do próprio programa de aquisição, calculando-se a sua média, desvio padrão e os valores máximos e mínimos para cada transdutor.

A vazão teórica é calculada através da equação (4.2), admitindo-se o coeficiente de descarga igual a 1. Portanto, no cálculo desta vazão, admite-se que a válvula possui apenas o orifício de área variável em questão. Consideram-se, ainda, os seguintes fatos:

- A área do orifício de pressão é dada pela equação (4.1), repetida a seguir:

$$A_p = 2w_p X = 2w_p r \theta, \quad (4.14)$$

onde θ é o ângulo de rotação do disco, que por sua vez é igual a:

$$\theta = \frac{2\pi N_p}{Q_t}, \quad (4.15)$$

com N_p sendo o número de pulsos lido pelo encoder e Q_t o número total de pulsos do encoder por revolução. Assim, a área do orifício fica igual a:

$$A_p = 4\pi w_p r N_p / Q_t. \quad (4.16)$$

- De forma análoga, obtém-se uma expressão equivalente para a área do orifício de escape.
- A temperatura de entrada do ar, T_s , é admitida como sendo 293K (20°C), os valores de C_1 , C_2 e k são os valores especificados anteriormente.
- A pressão de escape, P_e , é admitida como sendo 1bar (10⁵ Pascal) e a pressão na entrada do orifício, P_s , é dada pela leitura tratada e convertida do transdutor 6b.

A vazão real é medida através da perda de pressão em uma placa de orifício, utilizando-se as leituras dos valores médios dos transdutores 6a (pressão na entrada da placa de orifício) e 7 (pressão diferencial imposta pela placa). São utilizadas 4 placas de orifício com capacidades diferentes, para permitir a medida de um intervalo grande de vazões. A formulação utilizada para o cálculo da vazão através das placas de orifício está detalhado em GOUVEIA (1996). Estas placas de orifício foram fabricadas de acordo com a norma ISA-RP 3.2 (1960). Observa-se que devido à propagação dos erros de cada variável associada ao cálculo da vazão mássica real, o erro associado a esta medida é cerca de 6,5% do valor da mesma, segundo GOUVEIA (1996).

Os coeficientes de descarga dos orifícios de pressão, C_{d1h} e C_{d1a} , e de escape, C_{d2h} e C_{d2a} , são obtidos a partir do ajuste de uma reta, utilizando o método dos mínimos quadrados, nos valores das vazões reais em função das vazões teóricas. Os pontos utilizados para este cálculo pertencem à região onde a vazão tem um comportamento linear com a variação da abertura. Portanto, excluem-se os pontos onde existem os efeitos de fechamento, de vazamentos e de saturação.

Orifícios de Pressão:

A figura 4.11 mostra o comportamento da vazão real e da vazão teórica pelos orifícios de pressão em função da abertura dos mesmos. O valor do coeficiente de descarga

obtido para ambos os orifícios de pressão (rotação no sentido horário e anti-horário, respectivamente áreas positivas e negativas) é o mesmo, sendo igual a 0,82. Observa-se que estes valores estão dentro da faixa encontrada nos trabalhos de Stenning, 0,6 a 1,0, mencionado por BLACKBURN (1960).

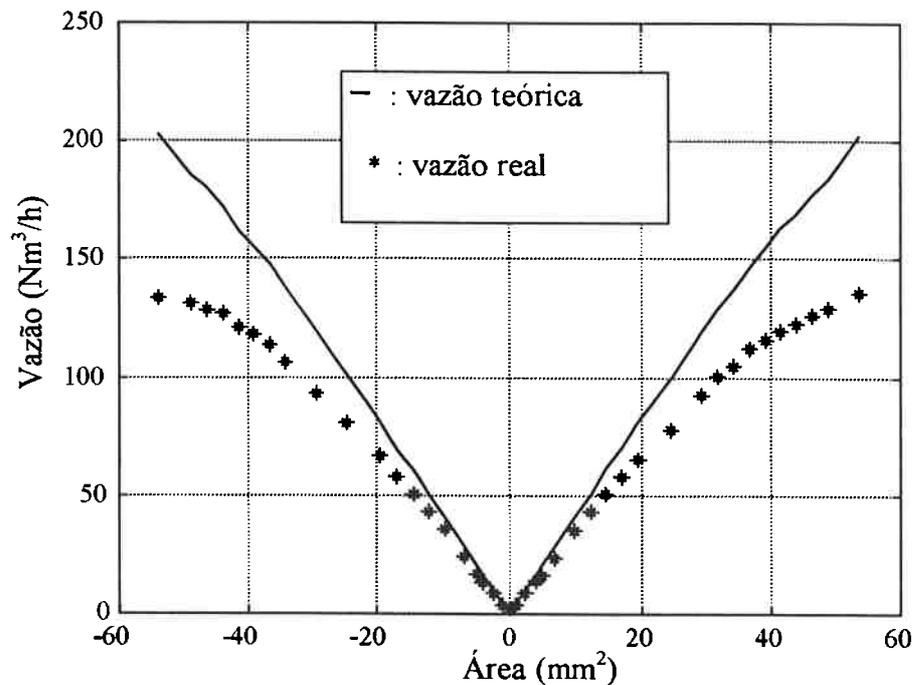


Figura 4.11: Gráfico da vazão de ar em função da área de abertura dos orifícios de pressão.

Pelo gráfico da figura 4.11, nota-se uma tendência de queda no valor do coeficiente de descarga com o aumento da área de abertura, confirmando os resultados de Stenning relatados em BLACKBURN (1960). Este fato pode ser explicado pelo fenômeno de saturação. Observa-se que a área de abertura máxima de projeto da válvula é $38,5\text{mm}^2$ e que o fenômeno de saturação começa com uma área de abertura em torno desta área. Assim, utilizando áreas de abertura dentro da região de projeto, praticamente não ocorre saturação. A figura 4.11 apresenta áreas de abertura maiores do que a de projeto, para ressaltar visualmente o fenômeno de saturação, e também, porque nada impede fisicamente de se obter uma abertura maior do que a projetada e, portanto, uma vazão maior.

O gráfico da figura 4.12 mostra uma ampliação na região de fechamento da válvula. Assim, pode-se verificar com mais clareza o comportamento da vazão para pequenas áreas de abertura do orifício. Observa-se que existe um vazamento de cerca de $2,0\text{Nm}^3/\text{h}$ na posição central, verificando-se que a vazão real é praticamente constante na faixa de abertura

entre $-0,5$ e $0,5 \text{ mm}^2$. Este vazamento foi semelhante ao vazamento apresentado nos testes de uma válvula, também tipo placa, reportado em BLACKBURN (1960). Esta não linearidade pode ser justificada por falhas ocorridas durante a fabricação e pelos problemas de “under-lap”, “over-lap” e arredondamento das arestas, como explicado anteriormente.

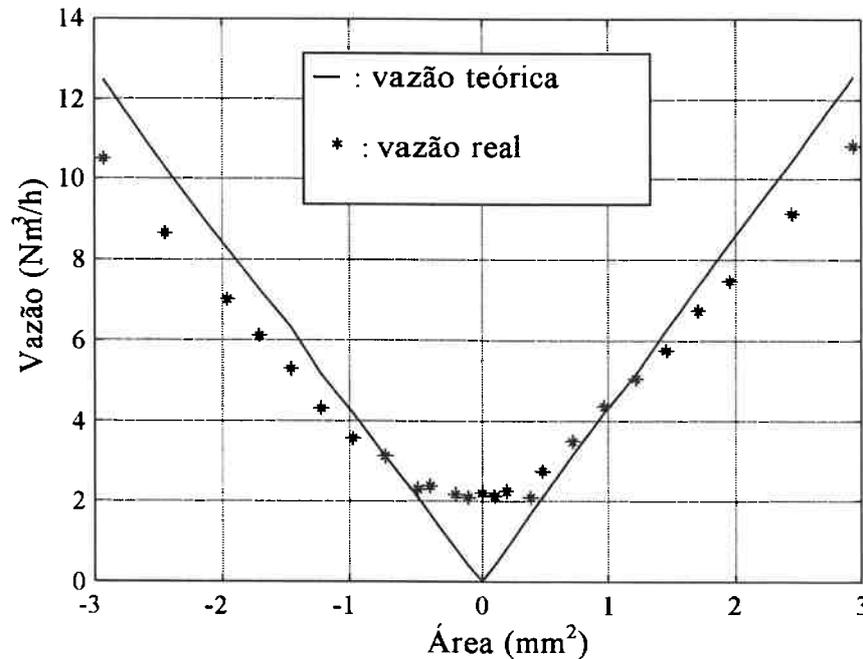


Figura 4.12: Comportamento da vazão em função da abertura dos orifícios de pressão na região de fechamento.

O cálculo do valor de $C_{d1}A_{1,\min}$ na região de fechamento, é realizado através da relação entre a vazão real e a vazão teórica conforme descrito na seção anterior, resultando em um valor de $0,54\text{mm}^2$.

Orifícios de Escape:

O gráfico da figura 4.13 apresenta o comportamento da vazão real e da vazão teórica em função da área de abertura para os orifícios de escape. Os coeficientes de descarga para estes orifícios valem $0,78$, para rotação no sentido horário (áreas positivas), e $0,75$ para rotação no sentido anti-horário (áreas negativas). Esta diferença pode ser explicada em função de pequenos erros de fabricação dos orifícios, e erros de medida que podem ocorrer no processo de posicionamento da válvula

No gráfico da figura 4.13, observa-se que a saturação do orifício de escape começa a ocorrer para uma área de cerca de 50mm^2 . Portanto, o fenômeno de saturação inicia

para uma abertura de cerca de 35% da abertura máxima do orifício de escape, para a pressão de ensaio do experimento.

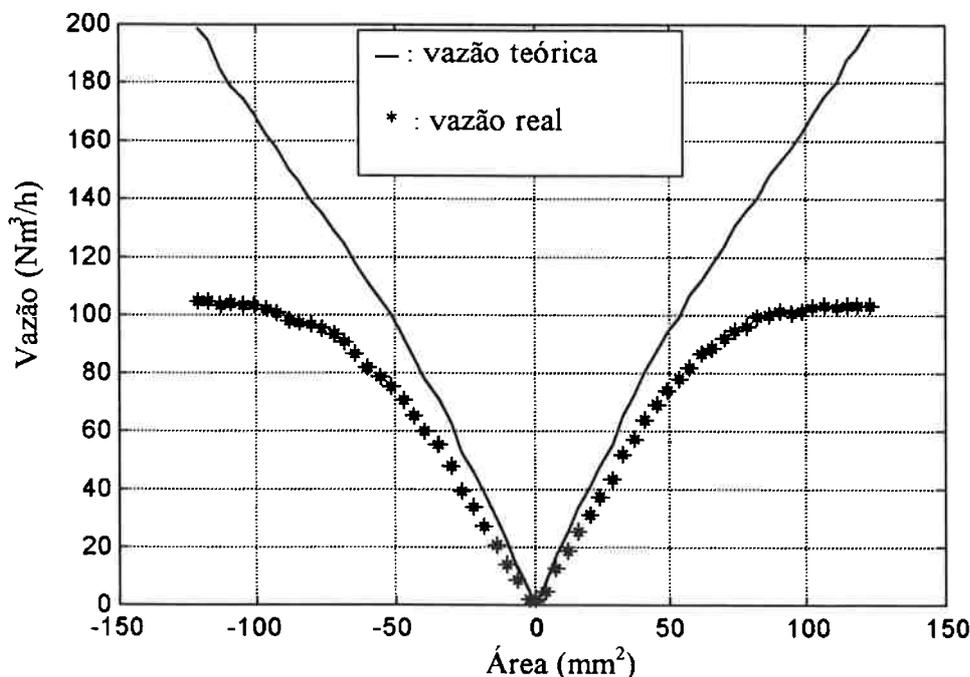


Figura 4.13: Comportamento da vazão em função da área de abertura para os orifícios de escape.

Fenômeno de Saturação:

Observa-se, pelos gráficos das figuras 4.11 e 4.13, que aparentemente a saturação nos orifícios de escape é bem mais intensa que nos orifícios de pressão. Isto era esperado, uma vez que a pressão de teste para o orifício de escape é menor do que para o orifício de pressão e portanto, a velocidade do ar no orifício de escape é maior, causando assim, maiores perdas de pressão.

Os valores dos coeficientes de descarga C_{d01} , para o orifício de área fixa em série aos orifícios de pressão, e de C_{d02} , para o orifício de área fixa em série aos orifícios de escape, são ajustados de forma que o valor da vazão calculada pela equação (4.6), ou (4.7), seja o mais próximo possível do valor da vazão real, em cada ponto da região de saturação e na região linear. Ressalta-se que os valores obtidos para os coeficientes de descarga dos orifícios de área fixa não representam necessariamente o valor real, pois como foi citado na seção anterior, as áreas utilizadas no modelo não refletem necessariamente a área real dos orifícios fixos analisados. Os valores resultantes são 0,26, para o orifício fixo associado ao orifício de

pressão, e 0,46 para o caso do orifício de escape. Estes valores foram determinados utilizando um programa que resolve a equação (4.10) e determina o valor da vazão que passa pelos dois orifícios em série, através da equação (4.6).

O gráfico da figura 4.14 fornece, para os orifícios de pressão, os valores da vazão real, da vazão calculada pelo modelo e da vazão teórica que passaria pelo sistema se existisse somente o orifício de área variável com coeficiente de descarga igual a 1. Como se verifica, a partir do ajuste obtido, o modelo fornece uma vazão muito próxima à real.

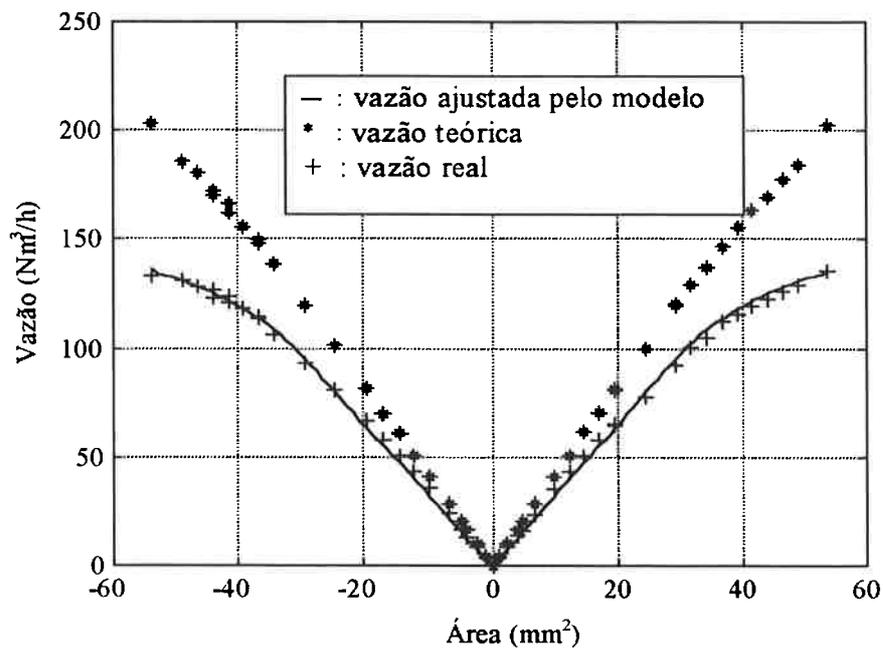


Figura 4.14: Curvas da vazão real e da vazão ajustada pelo modelo de dois orifícios em série, para os orifícios de pressão.

Seguindo o mesmo procedimento, o gráfico da figura 4.15 fornece os valores da vazão real, da vazão calculada pelo modelo e da vazão teórica para o orifício de escape.

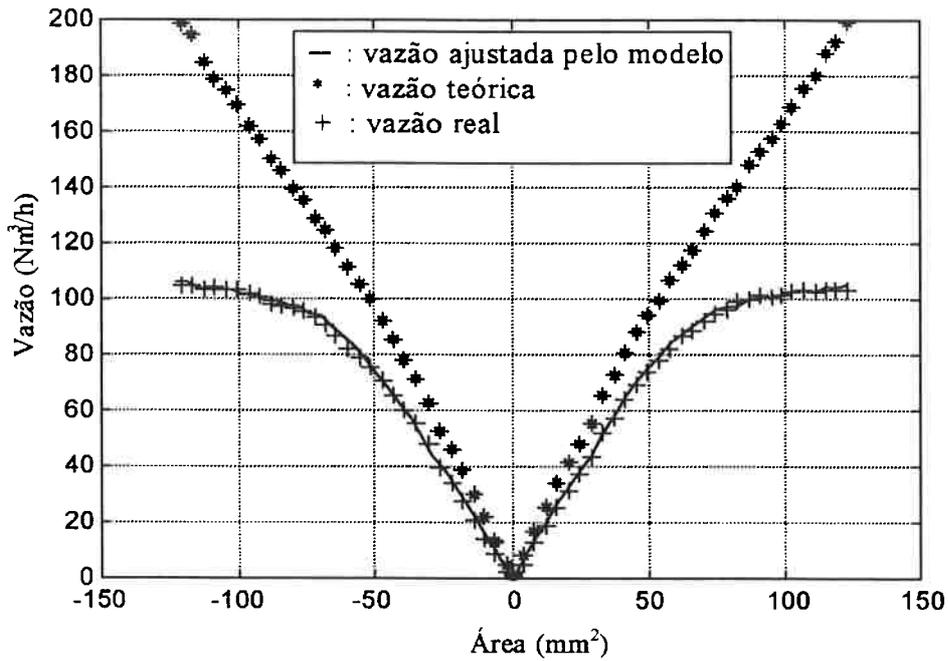


Figura 4.15: Curvas da vazão real e da vazão ajustada pelo modelo de dois orifícios em série, para os orifícios de escape.

Novamente, observando a figura 4.15, verifica-se que o resultado do modelo está bem próximo do real, indicando que o modelo representa bem o comportamento da saturação da válvula.

4.4. Dinâmica da válvula proporcional

Nesta seção desenvolve-se o modelo dinâmico da válvula em conjunto com seu atuador. Os parâmetros deste modelo são determinados e, por fim, é realizada uma comparação entre os resultados do modelo e os resultados experimentais.

4.4.1. Modelo matemático da válvula proporcional

O esquema da figura 4.16 apresenta as conexões existentes na bancada experimental utilizada no estudo da dinâmica da válvula.

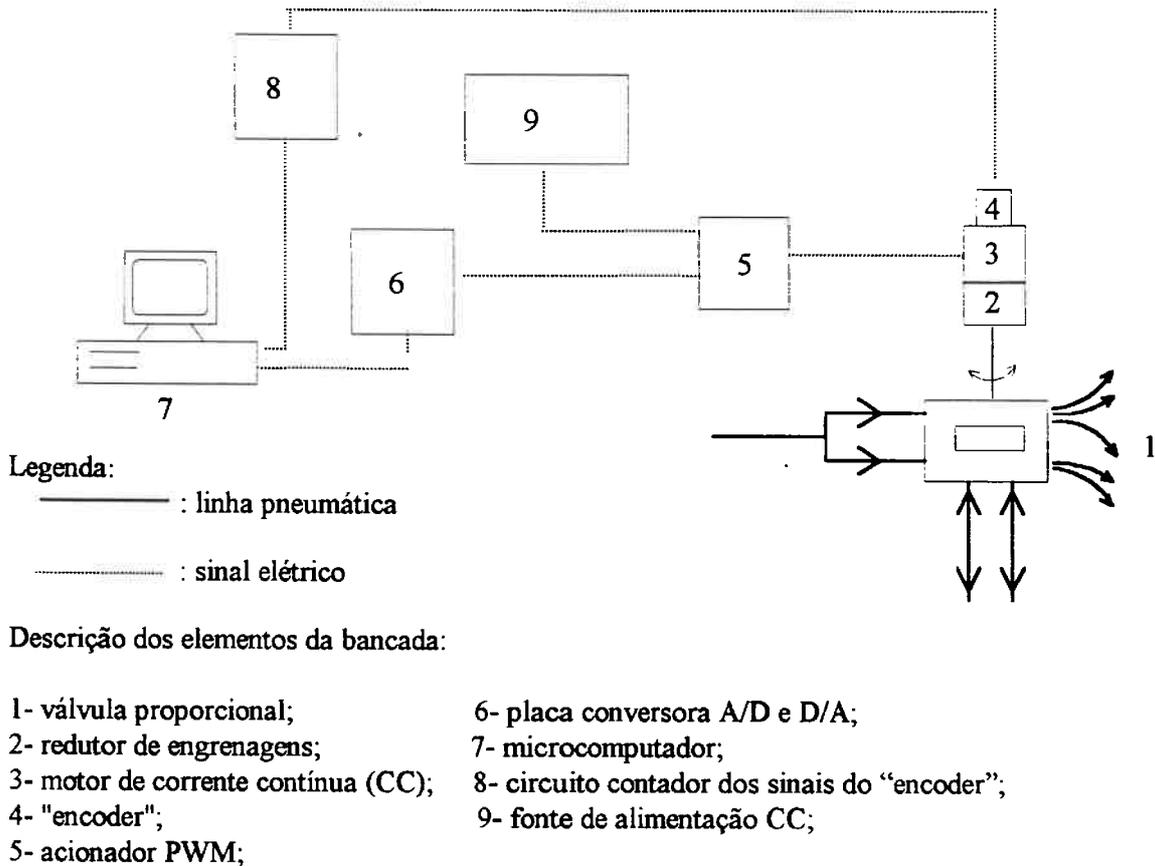


Figura 4.16: Esquema de ligação dos componentes de acionamento da válvula para a identificação dos parâmetros do modelo dinâmico.

Funcionamento do sistema de acionamento da válvula

Para movimentar o disco da válvula proporcional utiliza-se um motor CC com escovas, acoplado a um redutor de engrenagens que movimenta um eixo preso ao disco. O motor CC é alimentado através de um sinal de tensão pulsante proveniente de um acionador PWM, que por sua vez recebe um sinal de tensão vindo da placa de aquisição de dados, a qual está inserida no microcomputador. A alimentação do acionador PWM é realizada por uma fonte CC. Um "encoder", acoplado ao eixo do motor CC, envia pulsos para um circuito contador cuja contagem, na forma de um sinal digital de 16 bits, é enviada para a porta paralela do microcomputador. Este sinal digital fornece a posição angular do eixo da válvula e portanto, a área de abertura dos orifícios da válvula. Tanto este sinal, como o sinal de tensão enviado para o motor são manipulados a partir de um programa instalado no microcomputador. Observa-se que o esquema apresentado na figura 4.16 é semelhante ao da figura 4.10, com exceção das conexões pneumáticas antes da válvula, que aqui não foram representadas, e do acionamento elétrico do motor, já que no experimento da figura 4.10 a

válvula é acionada manualmente.

O modelo dinâmico da válvula considera somente a dinâmica do motor CC acoplada a uma carga de inércia (o disco da válvula) e as forças de atrito. Para esta modelagem assume-se que qualquer outra dinâmica presente é desprezível frente à do motor. Assim, considerações dinâmicas a respeito do sensor, do circuito de acionamento e do fluxo de ar através da válvula, são desprezadas. Tanto forças de atrito estático como viscoso são consideradas, em razão do disco da válvula estar em contato direto com as tampas. Além disso, são realizadas as seguintes considerações:

- A carga de inércia é composta pelo disco da válvula e pelo redutor;
- Além dos componentes principais do sistema são modelados também, porém de forma simplificada, o "encoder", o circuito contador de pulsos do "encoder" e o acionador PWM;
- A entrada do modelo é o sinal proveniente do computador para o conversor D/A de 12 bits (este último fornece o sinal de entrada, $u(t)$, para o PWM). Este sinal é fornecido por um programa computacional, que, futuramente, será a saída do algoritmo de controle de posição da válvula.
- A saída do modelo é a posição angular do disco, $\theta(t)$, que experimentalmente é calculada a partir dos dados do "encoder" e do circuito contador.

O diagrama de blocos da figura 4.17 ilustra as conexões existentes entre os elementos modelados.

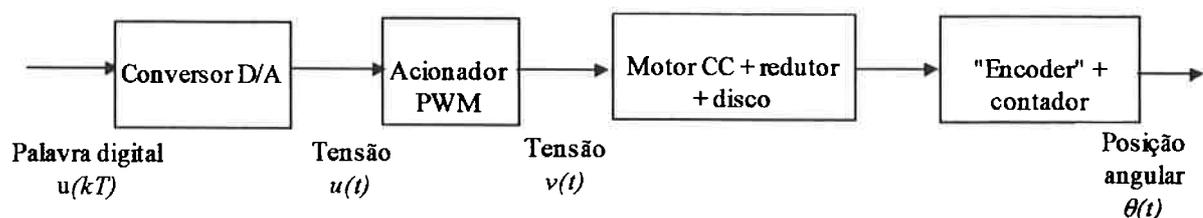


Figura 4.17: Diagrama de blocos dos elementos que serão modelados.

O conversor D/A é modelado como sendo um retentor de ordem zero, descrito em OGATA (1987), e um ganho. Assim, no domínio do tempo descrito tem-se a seguinte expressão para o conversor D/A:

$$u(t) = u(kT) \quad \text{para} \quad (k-1)T < t \leq kT \quad (4.17)$$

onde $u(t)$ é a tensão de entrada no acionador PWM, $u(kT)$ é o sinal digital na entrada do conversor D/A e T é o período de amostragem.

O acionador PWM é modelado por um ganho simples (K_{PWM}), que estabelece a relação entre a tensão na entrada, $u(t)$, e a tensão na saída, $v(t)$, que alimenta o motor CC. Assim, tem-se a seguinte equação:

$$v(t) = K_{PWM}u(t). \quad (4.18)$$

A parte elétrica do motor CC é modelada através de equações da eletricidade bem conhecidas. Segundo FERRER (1993), tem-se:

$$v(t) = R_a I_a + L_a \frac{dI_a}{dt} + E, \quad (4.19)$$

onde I_a é a corrente de armadura e $v(t)$ é a tensão aplicada nos terminais do motor CC. As perdas por efeito Joule e por dispersão do fluxo magnético são representadas através de uma resistência de armadura, R_a , e de uma indutância de armadura, L_a , que estão em série à tensão induzida nos terminais de armadura, chamada de força contra-eletromotriz, E .

A equação de balanço de torque no eixo do disco da válvula fornece:

$$n_m I \frac{d\omega(t)}{dt} = \tau_{mot}(t) - \tau_{atrito}(t), \quad (4.20)$$

onde n_m representa a relação de redução do redutor de velocidade, I representa a inércia do motor, do redutor e do disco da válvula, $\omega(t)$ representa a velocidade angular do eixo do disco da válvula, $\tau_{mot}(t)$ representa o torque motor e $\tau_{atrito}(t)$ representa o torque de atrito.

O torque de atrito considera tanto o atrito viscoso, modelado como sendo proporcional à velocidade, quanto o estático, que é modelado como sendo constante. Assim, tem-se:

$$\tau_{atrito}(t) = cn_m \omega(t) + sinal(\omega(t))b, \quad (4.21)$$

onde c e b são constantes, $sinal(\omega(t))$ é uma função que toma apenas o sinal da rotação.

O modelo da válvula não inclui a folga ("backlash") do redutor, que é igual a 10 minutos de arco, segundo o catálogo do fabricante, BAYSIDE (1995). Esta "simplificação" é

feita em razão de tratar-se de uma incerteza de posicionamento difícil de ser mensurada.

Utilizam-se, ainda, as seguintes relações constitutivas do motor CC:

$$\tau_{mot}(t) = K_T i_a(t) \quad (4.22)$$

e

$$E(t) = \frac{n_m}{K_V} \omega(t), \quad (4.23)$$

onde K_T representa a constante de torque do motor e K_V representa a constante de tensão do motor.

A equação final do modelo pode ser obtida a partir da manipulação das equações (4.18) a (4.23), resultando em:

$$\frac{n_m I L}{K_T} \frac{d^2 \omega(t)}{dt^2} + \left(\frac{R n_m I}{K_T} + \frac{L c n_m}{K_T} \right) \frac{d\omega(t)}{dt} + \left(\frac{R c n_m}{K_T} + \frac{n_m}{K_V} \right) \omega(t) + \frac{R b}{K_T} \text{sin}(\omega(t)) = u(t). \quad (4.24)$$

Esta expressão fornece uma relação entre $u(t)$ e $\omega(t)$. Observa-se que o conversor D/A não está incluído nesta expressão, sendo considerado posteriormente.

Para obter a posição angular deve-se integrar a velocidade angular, $\omega(t)$, desconsiderando-se a presença das folgas do redutor, conforme citado anteriormente. Os parâmetros desta equação não são substituídos pelos valores de catálogo do motor, MAXTRON (1995), e do redutor, BAYSIDE (1995), mas sim identificados a partir dos dados experimentais, obtidos em testes realizados na bancada experimental.

4.4.2. Identificação dos parâmetros do modelo dinâmico

No processo de identificação dos parâmetros do modelo dinâmico da válvula utiliza-se o modelo ARMAX, associado ao método de estimativa dos mínimos quadrados, descrito em LJUNG (1965). Neste método obtém-se a função de transferência do sistema em tempo discreto. Portanto, o sistema de 2ª ordem representado pela equação (4.24) é representado em tempo discreto, colocando-se na entrada do sistema um retentor de ordem zero (conversor D/A), resultando na seguinte equação de diferenças:

$$\omega(kT) = a_1\omega((k-1)T) + a_2\omega((k-2)T) + a_3\text{sin}(\omega((k-1)T)) + b_1u((k-1)T) + b_2u((k-2)T), \quad (4.25)$$

onde a_1 , a_2 , a_3 , b_1 e b_2 são os coeficientes a serem determinados. Observa-se que existem relações algébricas que relacionam os coeficientes a_1 , a_2 , a_3 , b_1 e b_2 aos parâmetros físicos do sistema. Ressalta-se também, que esta expressão inclui o modelo do conversor D/A.

Na dinâmica da válvula em tempo discreto, dada pela equação (4.25) foi incluído um atraso de um período de amostragem, para considerar o atraso causado pelo computador. O período de amostragem utilizado é de 1,9ms.

A identificação dos parâmetros do modelo é realizada a partir de resultados de transientes de variação da entrada $u(kT)$. Na medida em que o modelo ARMAX é aplicável somente para sistemas lineares, o efeito do atrito estático (termo $a_3 \text{sin}(\omega(k-1)T)$), que é a única não linearidade do sistema, deve ser eliminado, tanto do modelo da equação (4.25) como dos resultados experimentais. Assim, primeiramente, partindo de uma condição com o motor parado, dá-se um degrau na entrada do sistema variando-a de zero para um valor $u_1(kT)$. Após alguns instantes ou, após o motor entrar em um regime de velocidade constante, realiza-se um segundo degrau na entrada, variando-a para um valor $u_2(kT)$, onde $u_2(kT)$ é menor que $u_1(kT)$.

Com isto, elimina-se o efeito do atrito estático e pode-se determinar o modelo linear do sistema. Uma vez determinado os valores dos parâmetros do modelo linear, isto é, a_1 , a_2 , b_1 e b_2 , identifica-se o valor de a_3 através da resposta da velocidade angular para o primeiro degrau na entrada. Nesta condição o termo do atrito estático corresponde à diferença entre a velocidade de regime obtida com o modelo linear e a velocidade medida experimentalmente.

A tabela 4.1 apresenta os valores dos coeficientes da equação (4.25) calculados com a metodologia descrita anteriormente. O valor negativo dos coeficientes b_1 e b_2 é devido a presença de ganhos negativos associados ao circuito acionador.

Tabela 4.1: Coeficientes do modelo dinâmico da válvula em tempo discreto (equação 4.25).

Coeficiente	Valor
a_1	1
a_2	0,21
a_3	14,35
b_1	-0,4654
b_2	-0,2775

Com estes coeficientes a equação (4.25) fica igual a:

$$\omega(kT) = \omega((k - 1)T) + 0,21\omega((k - 2)T) + 14,35\text{sin}(\omega((k - 1)T)) - 0,4654u((k - 1)T) - 0,2775u((k - 2)T) \quad (4.26)$$

Observa-se que o cálculo dos parâmetros físicos da dinâmica da válvula, presentes na equação (4.24), a partir dos coeficientes da equação (4.25) não é realizado. Não existe necessidade de se obter estes parâmetros, porque todas as análises são realizadas em tempo discreto, com a equação (4.26).

4.4.3. Resultados e análise

A partir de vários testes experimentais, determinou-se que abaixo de 0,2volts o motor da válvula não se movimenta. Assim, introduziu-se no modelo uma zona morta na sua entrada (sobre o sinal digital $u(kT)$).

Além disso, foi introduzido o fenômeno de saturação na entrada do modelo. Esta saturação modela o fato de que o valor máximo para $u(kT)$ é equivalente a 5volts e o valor mínimo é equivalente a -5volts. Com estas modificações, o modelo completo da dinâmica da válvula pode ser representado pelo diagrama de blocos da figura 4.18.

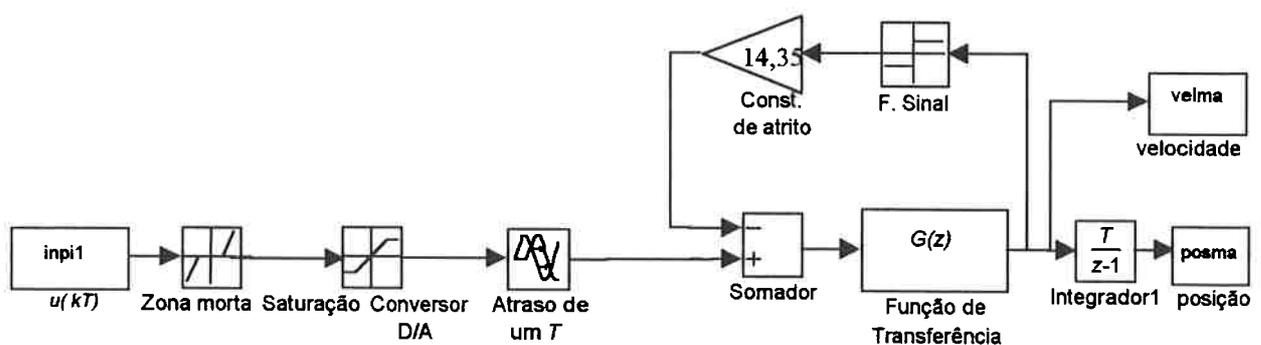


Figura 4.18: Diagrama de blocos do modelo da válvula proporcional em malha aberta.

A função de transferência $G(z)$, presente na figura 4.18, representa a parte linear da equação (4.25). Assim, $G(z)$ é dada por:

$$G(z) = \frac{-0,4654z - 0,2775}{z^2 - z + 0,21}, \quad (4.27)$$

onde z é a variável discreta da transformada Z .

As figuras 4.19, 4.20 e 4.21 apresentam resultados de testes experimentais e de simulação do modelo representado pelo diagrama da figura 4.18.

A figura 4.19 apresenta o transitório utilizado para se determinar o modelo da válvula. Assim, primeiramente dá-se um degrau em $u(kT)$ de zero para 2,5volts e posteriormente um outro degrau reduzido $u(kT)$ de 2,5volts para 1,25volts. Como se verifica, a resposta do modelo apresenta um pequeno erro em relação à resposta experimental durante o transitório. A resposta do modelo é um pouco mais rápida do que a resposta experimental. Contudo, o valor de regime do modelo é muito próximo ao valor experimental.

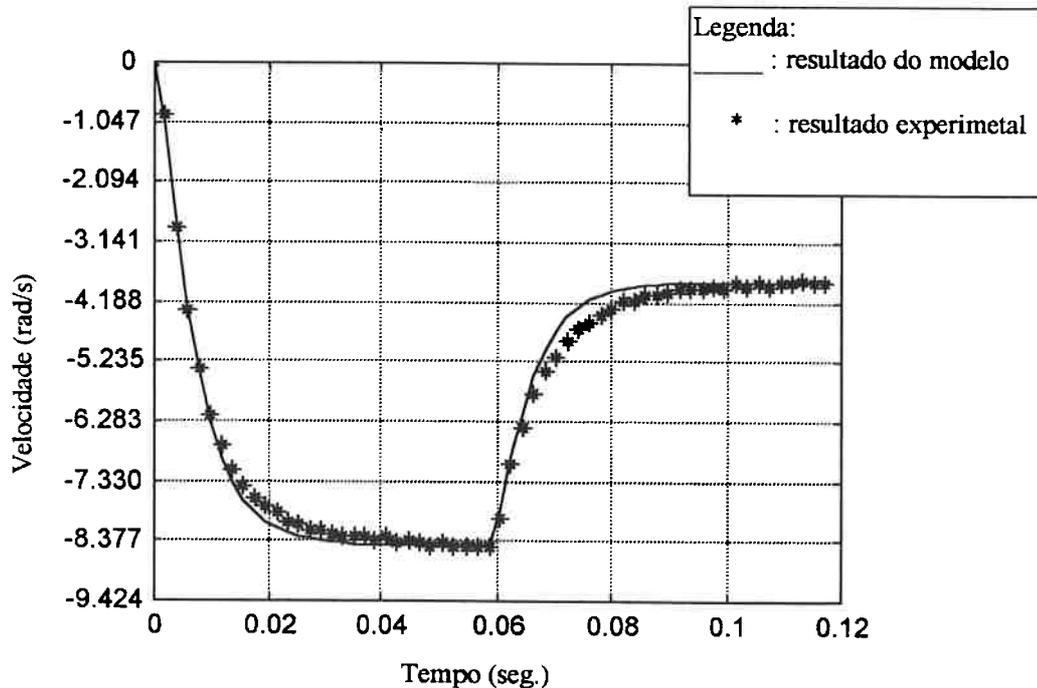


Figura 4.19: Gráfico da velocidade angular do disco da válvula em função de degraus de tensão aplicados ao motor CC.

A figura 4.20 apresenta transitórios de velocidade para degraus em $u(kT)$ de 1,25 volts, 2,5volts, e 5volts e a figura 4.21, degraus de -1,25volts, -2,5volts e -5volts.

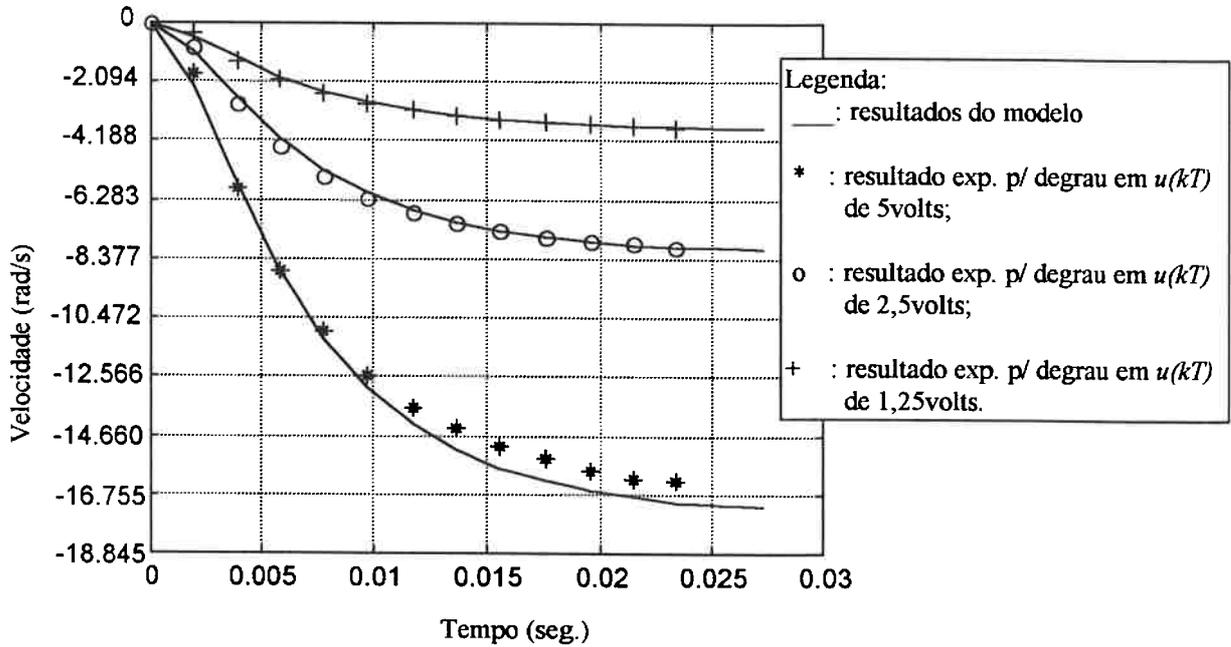


Figura 4.20: Gráfico da velocidade angular do disco da válvula em função de degraus em $u(kT)$ de várias amplitudes.

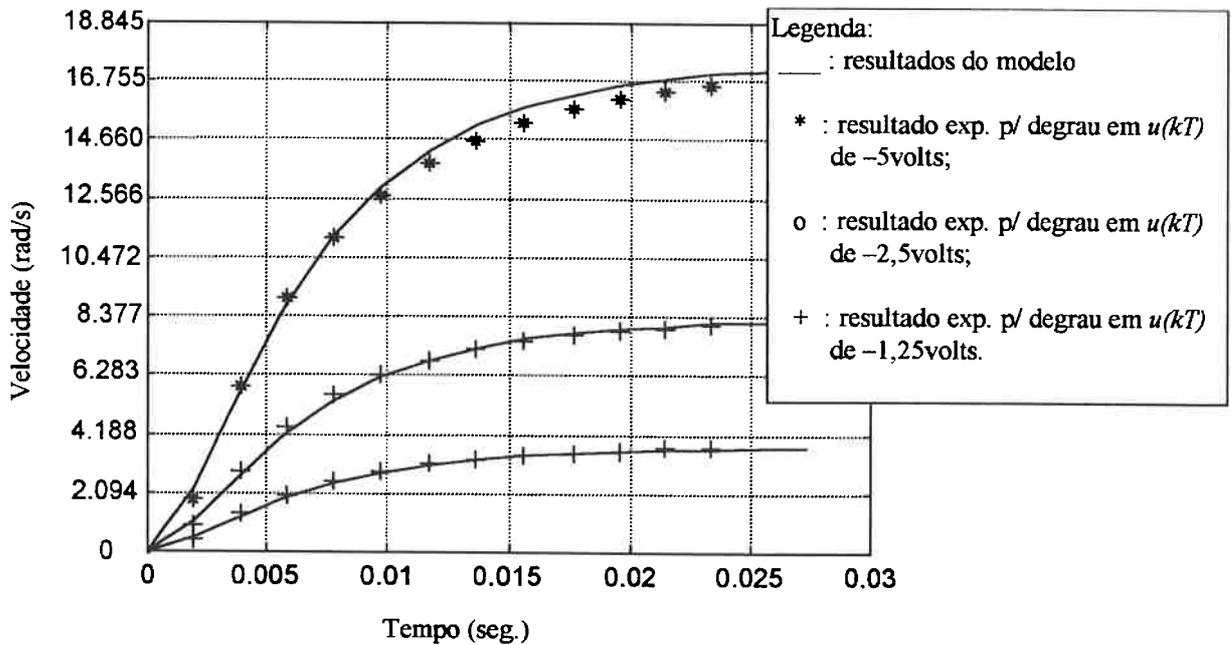


Figura 4.21: Gráfico da velocidade angular do disco da válvula em função de degraus em $u(kT)$ de várias amplitudes.

Como se verifica, as respostas do modelo se aproximam muito bem das respostas experimentais. Estes resultados indicam que este modelo é adequado para ser utilizado no projeto de controle de posição da válvula, descrito na próxima seção.

4.5. Controle de posição da válvula proporcional

A estratégia de controle da posição angular do MPAR considera a válvula proporcional como sendo o atuador do sistema e exige o posicionamento da válvula para fornecer uma vazão de ar desejada. O Capítulo 6, apresenta os detalhes da estratégia de controle utilizada para o MPAR. Nesta seção é realizado o projeto do sistema de controle da posição angular do eixo de saída do motor CC, e por consequência, da abertura dos orifícios da válvula. Este projeto será baseado na técnica da resposta temporal, utilizando o método de posicionamento de pólos através do lugar das raízes, descrito em OGATA(1987).

As seguintes especificações são definidas para o transitório e o regime permanente da malha fechada de posicionamento da válvula:

- Sobressinal máximo de 10%;
- Tempo de subida menor que 15ms;
- Erro de regime permanente não considerando a folga do redutor menor do que 1,5 minutos de arco.

O sobressinal especificado tem a função de compensar o efeito do atrito estático quando a posição de abertura da válvula está próxima do valor desejado e de se obter uma resposta mais rápida. O tempo de subida especificado é o necessário para o controle do MPAR. Na especificação é permitido um pequeno erro de regime, pois devido a presença do atrito estático é difícil eliminar completamente o erro. A este erro de regime permitido deve ser adicionado uma outra parcela causada pela folga existente no redutor de engrenagens.

O projeto do controlador é realizado em tempo discreto utilizando-se o modelo linear da dinâmica da válvula, dado pela função de transferência discreta da equação (4.27). Este projeto tem a função de fornecer um valor inicial para os parâmetros do controlador, pois como foi indicado na seção 4.4, existem não linearidades que alteram a resposta real do sistema.

Introduzindo-se um integrador em tempo discreto na saída da função de

transferência $G(z)$, dada pela equação (4.27), obtém-se a dinâmica linear entre a entrada do sistema $u(kT)$ e a posição angular da válvula, $\theta(kT)$, dada pela seguinte função de transferência:

$$G_{\theta} = \frac{0,90753 \times 10^{-3} z - 0,5411 \times 10^{-3}}{z^3 - 2z^2 + 1,21z - 0,21} \quad (4.28)$$

Os pólos da função de transferência $G_{\theta}(z)$ estão localizados em z igual a 1, 0,71 e 0,29. O zero de $G_{\theta}(z)$ está posicionado em z igual a $-0,596$.

Como o sistema já possui um integrador, o controlador recomendado é um PD (Proporcional-Derivativo), que permite posicionar os pólos do sistema em malha fechada de forma mais adequada do que um controlador proporcional ou do que um PID (Proporcional-Integral-Derivativo) ou de um simples PI (Proporcional-Integral). Tais controladores estão descritos em OGATA (1970). Acrescenta-se ao controlador PD um pólo para filtrar dinâmicas de altas frequências, que, em função da parte derivativa do controlador, poderiam instabilizar o sistema em malha fechada. Assim, a função de transferência do controlador é dada por:

$$G_c(z) = \frac{k(z-a)}{z-p}, \quad (4.29)$$

onde k é o ganho proporcional, a é o valor do zero e p é o valor do pólo.

Analisando-se a função de transferência do sistema $G_{\theta}(z)$, dada pela equação (4.28), e a função de transferência do controlador, dada pela equação (4.29), posiciona-se o zero do controlador em $z = 0,67$ e o pólo do controlador em $z = -0,2$.

Com estes valores, determina-se o lugar das raízes indicado na figura 4.22. Nesta figura indica-se com o sinal “+”, o ponto selecionado para os pólos do sistema em malha fechada. Para esta condição o ganho proporcional, k , é igual a 4,72.

A figura 4.23 apresenta os resultados de um transitório experimental e da simulação do modelo em malha fechada para um degrau na referência de posição da válvula. No caso, é dado um degrau de 0 para $7,2^\circ$ na referência. Como se verifica, o sistema em malha fechada fornece uma resposta dentro das especificações propostas: o erro de regime, não considerando a folga do redutor, para este transitório é igual a 1,44 minutos de arco, o tempo de subida está em torno de 15ms e o sobressinal é cerca de 10%. Ressalta-se que, foram feitos

diversos transitórios e que houve repetibilidade de resultados, dentro da faixa de erro de regime especificada. Com estas características a válvula com o seu controlador em malha fechada está apta para ser o atuador do MPAR.

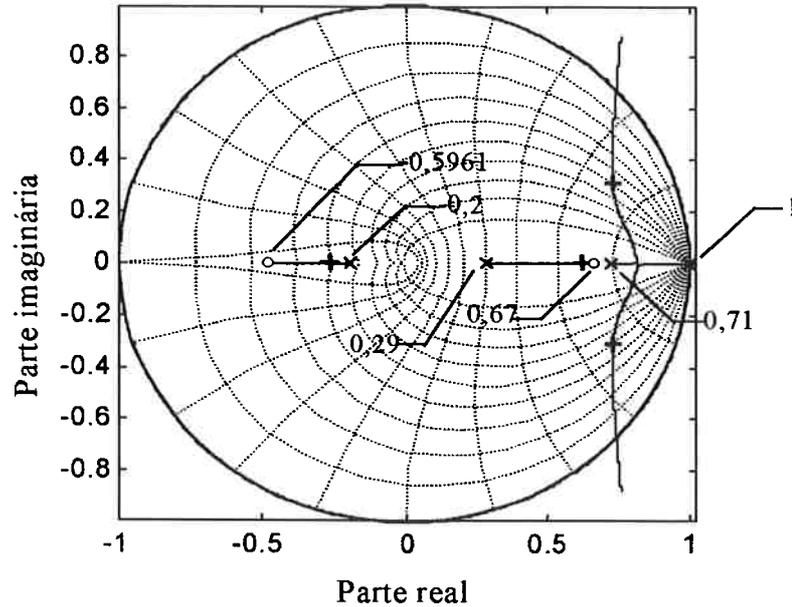


Figura 4.22: Lugar das raízes do sistema em tempo discreto associado ao controlador PD. O símbolo “o” representa os zeros do sistema, o símbolo “x” os pólos da malha aberta e o símbolo “+” os pólos da malha fechada.

Comparando-se os resultados experimentais com os resultados da simulação com o modelo em malha fechada, conclui-se que o modelo fornece uma resposta muito próxima da resposta experimental, podendo, assim, ser utilizado como modelo do atuador para o sistema MPAR.

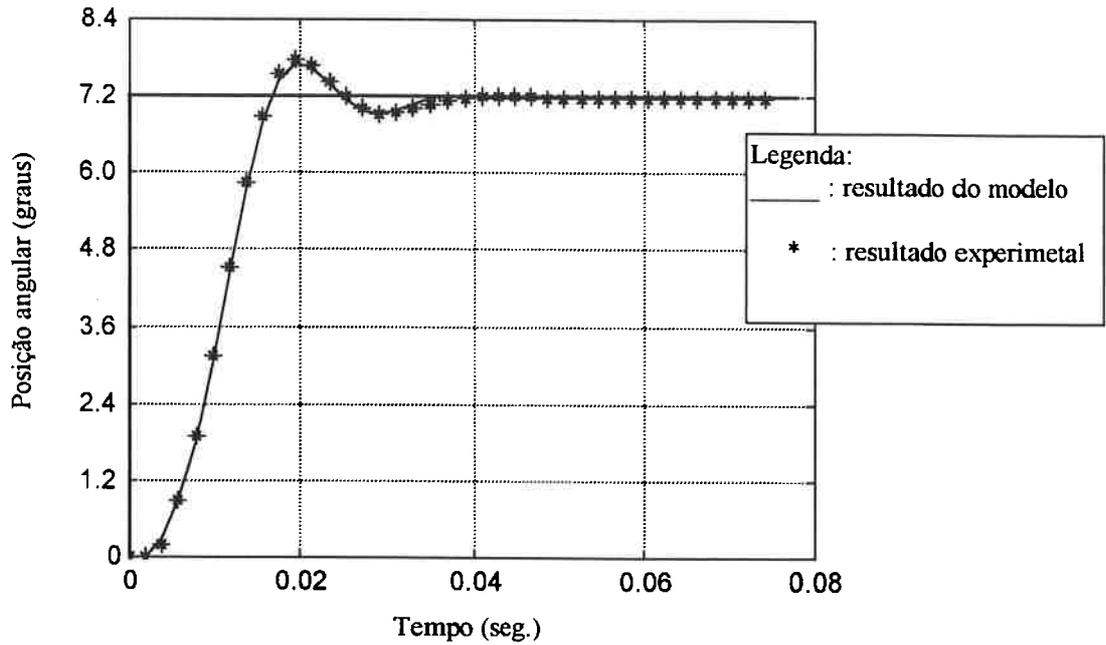


Figura 4.23: Gráfico da posição angular da abertura da válvula para um transiente de posicionamento com referência igual a 7,2°.

A figura 4.24 apresenta um diagrama de blocos do modelo do sistema em malha fechada, utilizado nas simulações. O modelo da válvula utilizado é o apresentado na figura 4.18, ou seja, inclui todas as não linearidades.

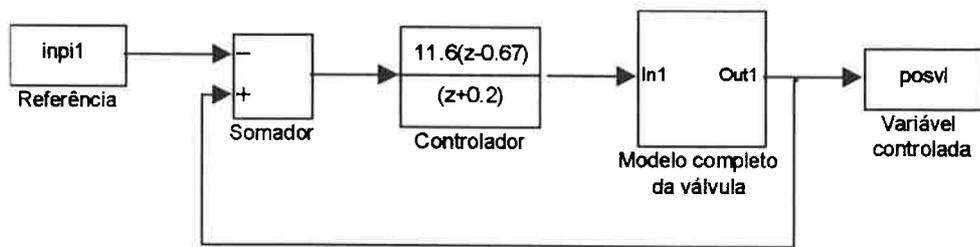


Figura 4.24: Diagrama de blocos do sistema de controle da válvula em malha fechada.

Capítulo 5

Sistema MPAR-Válvula

Este capítulo estuda a condição de regime permanente e a dinâmica do sistema MPAR-Válvula. Inicialmente, apresenta-se o sistema físico MPAR-Válvula, descrevendo-se o funcionamento da bancada experimental, bem como as interconexões entre os seus equipamentos.

Uma vez apresentado o sistema físico, desenvolve-se o modelo matemático do sistema MPAR-Válvula. Este modelo é baseado nas relações físicas e constitutivas do sistema MPAR, associado à válvula. No Capítulo 4, foi desenvolvido o modelo da válvula isolada, sem nenhuma carga acoplada à mesma e os resultados obtidos se aplicam somente para esta condição. Como se deseja controlar o sistema MPAR, utilizando a válvula como atuador, acopla-se ao modelo do sistema MPAR, o modelo matemático da válvula com seu atuador em malha fechada.

Posteriormente, desenvolve-se uma análise teórica em regime permanente onde se demonstra que o aumento da área de passagem do orifício de escape em relação ao orifício de pressão aumenta o desempenho do motor pneumático. Esta análise é posteriormente comprovada experimentalmente. Este fato é uma inovação em relação aos tipos de válvula existentes no mercado e neste trabalho, comprova-se o aumento do desempenho, verificando-se que as curvas teóricas se aproximam das curvas obtidas em ensaios de regime permanente realizados no sistema MPAR-Válvula.

Observa-se que o modelo do sistema MPAR-Válvula, é utilizado para o projeto do sistema de controle do MPAR, apresentado no Capítulo 6.

5.1. Sistema Físico MPAR-Válvula

Para a realização do estudo do comportamento dinâmico do sistema físico MPAR-Válvula, foi desenvolvida uma bancada experimental, que pode ser dividida em um sistema mecânico e um sistema de aquisição de dados. O sistema mecânico é constituído por um motor

pneumático de oito palhetas reversível, o redutor de velocidade a tração, descrito no Capítulo 3, um filtro, uma estação lubrificadora de ar comprimido, uma válvula manual e a válvula proporcional, descrita no Capítulo 4.

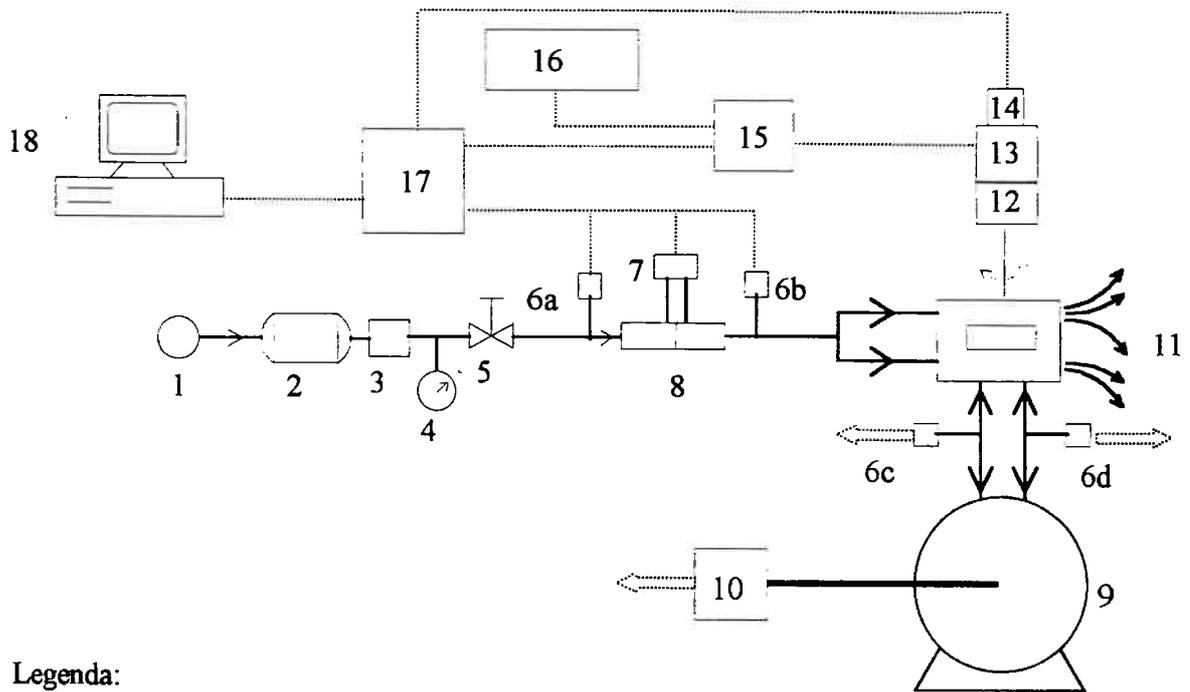
O motor pneumático utilizado tem uma potência máxima de 3KW. Segundo o catálogo do fabricante, GAST (1992), esta potência é alcançada para uma rotação de 3000rpm, sendo que nesta situação o torque no eixo do motor pode chegar até 9Nm, para uma pressão do ar na entrada do motor de 8bar absoluto.

A função do sistema de aquisição de dados é medir os valores das variáveis de interesse para a análise dinâmica do MPAR e efetuar manobras (partida, parada e inversões de rotação). Este sistema é constituído por um microcomputador, uma placa de aquisição de dados com conversores analógico/digital e digital/analógico, quatro medidores de pressão, um sensor de posição angular (“encoder”), um conjunto de placas de orifício e um sensor de pressão diferencial para medida da vazão de ar e três fontes de tensão, que alimentam o motor elétrico da válvula, os medidores de pressão e o “encoder” do motor pneumático e seus circuitos.

A figura 5.1 fornece um esquema simplificado da bancada experimental, apresentando os componentes do MPAR, da válvula, do sistema de aquisição de dados e as interconexões existentes entre estes componentes. Na figura 5.2 podem-se observar os elementos da bancada experimental através de fotos de vista geral e lateral.

Funcionamento do sistema MPAR

O ar proveniente de uma linha de pressão a 7 bar passa pelo filtro, pelo lubrificador, pela válvula manual, pela placa de orifício (medidor de vazão) e pela válvula proporcional, atingindo uma das entradas do motor pneumático (de acordo com o sentido de fluxo dado pela válvula). A partir deste ponto, o ar penetra pelo orifício de entrada do motor atingindo as palhetas, que por sua vez estão associadas a um rotor que passa a se movimentar. Um eixo acoplado ao rotor, transmite torque e rotação ao redutor, que possui uma relação de redução de aproximadamente 1:10, diminuindo a rotação do motor, aumentando o torque, e mantendo a potência do sistema, a menos das perdas causadas pelo atrito. O ar que sai do motor, retorna à válvula proporcional, sendo então, liberado para o ambiente. Para que o motor pneumático inicie seu movimento é necessário abrir a válvula proporcional.



Legenda:

————— : linha pneumática

..... : sinal elétrico

← para a placa de aquisição (17)

Descrição dos elementos da bancada:

- 1 - linha de ar comprimido com pressão manométrica em torno de 6,5 bar;
- 2 - tanque;
- 3 - filtro e lubrificador de ar;
- 4 - manômetro;
- 5 - válvula gaveta;
- 6 - transdutores de pressão de 0-10 bar;
- 7 - transdutor de pressão diferencial 0-0,3 bar;
- 8 - trecho reto de tubo e placas de orifício;
- 9 - conjunto motor pneumático-redutor;
- 10 - "encoder" de 72000 pulsos por revolução;
- 11 - válvula proporcional;
- 12 - redutor de engrenagens;
- 13 - motor de corrente contínua;
- 14 - "encoder" de 500 pulsos;
- 15 - acionador PWM;
- 16 - fonte de alimentação CC;
- 17 - placa de aquisição dotada de conversores A/D e D/A e circuitos contadores;
- 18 - microcomputador dotado de programa de aquisição de dados.

Figura 5.1: Esquema simplificado da bancada experimental.

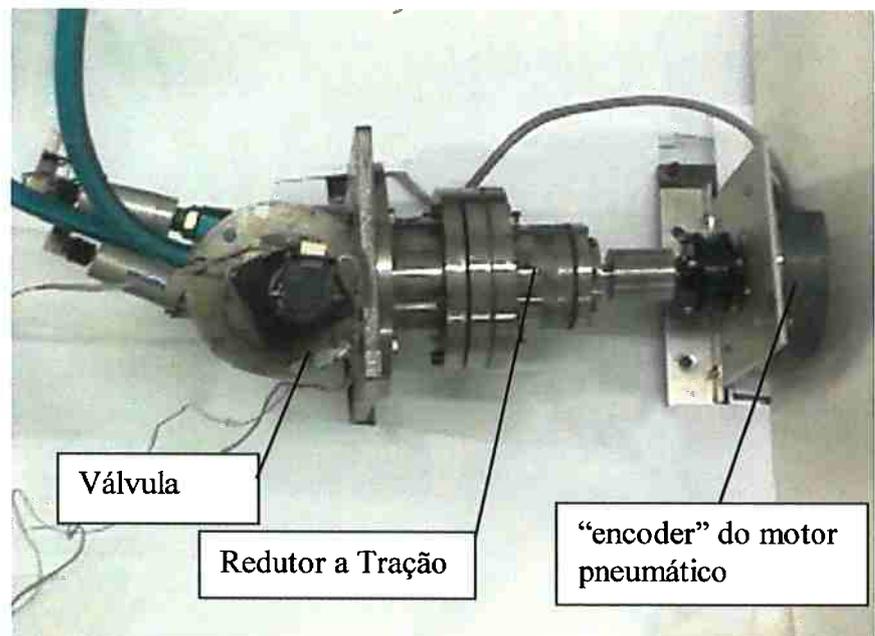
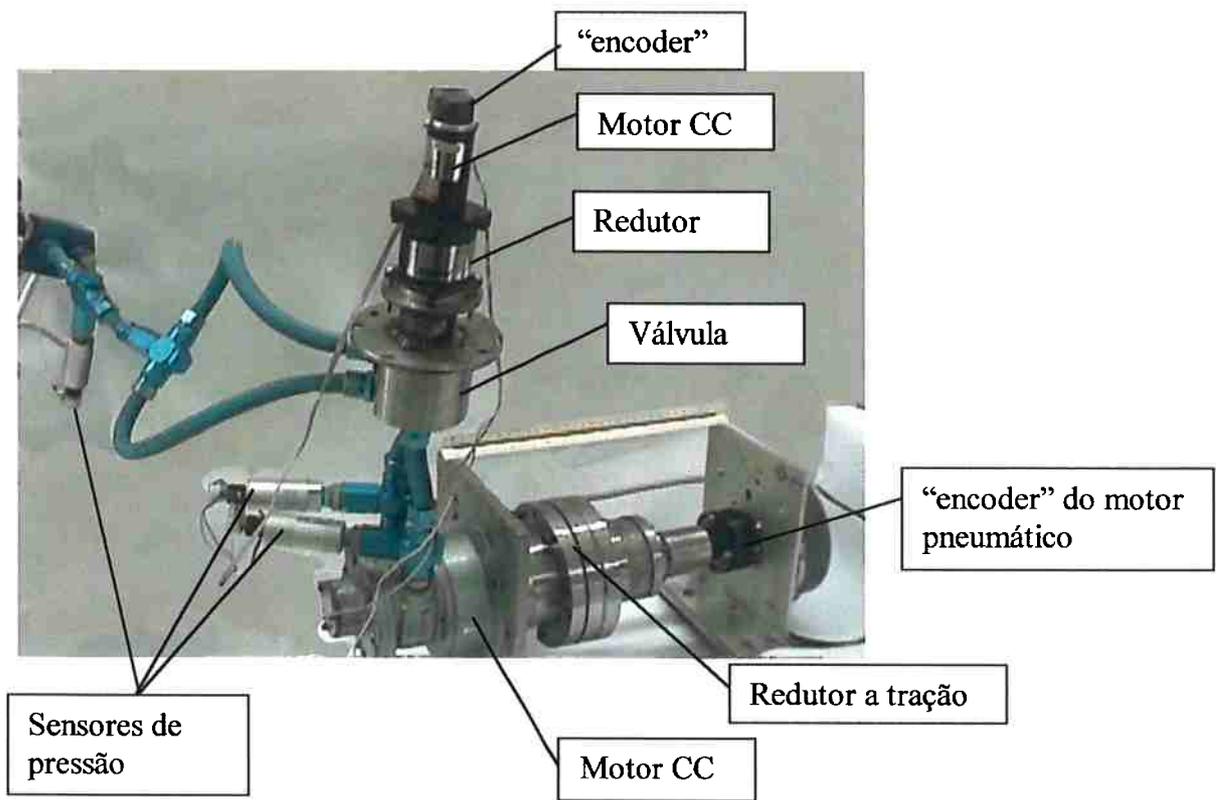


Figura 5.2: Fotos de vista lateral e superior da bancada experimental.

Funcionamento do sistema de aquisição de dados

Os sinais analógicos, provenientes dos sensores de pressão e o sinais dos sensores de posição (“encoders”), são amostrados pela placa conversora, instalada no micro-computador, de acordo com um período de amostragem fixado em um programa computacional. O programa executa a leitura e armazena os sinais dos sensores em arquivo para posterior análise. Além disso, este programa permite a atuação na válvula proporcional, pelo envio de um sinal analógico adequado, que é a entrada do circuito PWM, que por sua vez alimenta o motor CC. Ressalta-se que estes equipamentos foram utilizados no estudo da válvula proporcional de 4 vias.

5.2. Modelo Dinâmico do Sistema MPAR

Inicialmente, propõe-se algumas hipóteses e simplificações no modelo matemático, a fim de torná-lo simples, porém representativo. Dessa forma, assume-se a existência de somente duas câmaras ou dois volumes de controle no motor pneumático: a câmara 1 e a câmara 2. Estas câmaras são definidas de forma que existam dois níveis de pressão no motor, o de entrada e o de saída, sendo que a diferença entre estas pressões ocasiona o torque para movimentação do eixo do motor. A figura 5.3 apresenta um esquema simplificado de um motor pneumático com os parâmetros geométricos de interesse para a modelagem do mesmo.

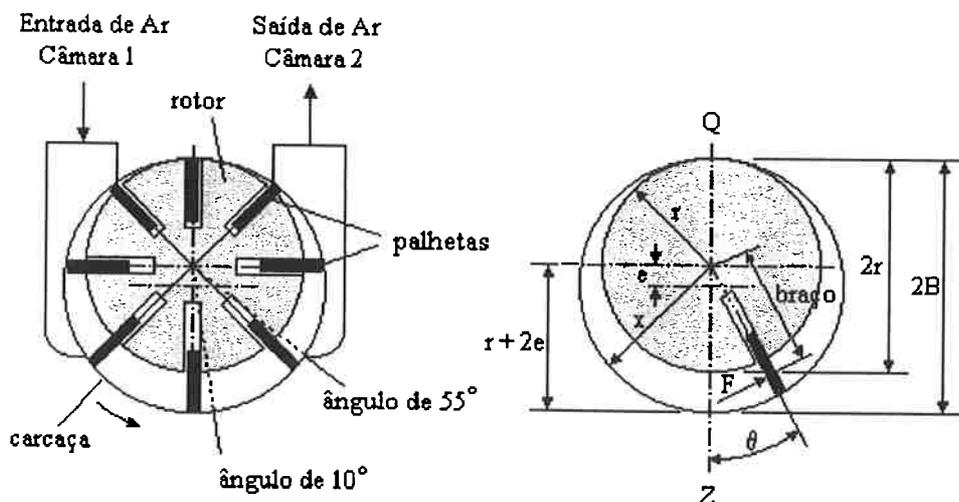


Figura 5.3: Esquema simplificado de um motor pneumático.

O modelo físico formulado para o MPAR consiste nos balanços de massa nas câmaras do motor e no balanço de momento no eixo de saída do redutor. Com estas equações, os principais fatores que afetam a dinâmica de um motor pneumático são representados, ou seja, a compressibilidade do ar, que está associada às equações de balanço de massa nas câmaras, e a dinâmica de velocidade, que está associada ao balanço de momento no eixo. Com isso, é possível calcular as frequências naturais devido ao efeito de compressibilidade e à inércia do sistema MPAR.

5.2.1. Balanços de massa

Nos balanços de massa sobre o volume de ar nas câmaras do motor, assume-se que a câmara 1 é a câmara de entrada de ar no motor e a câmara 2 é a câmara de saída, resultando no seguinte:

Câmara 1:

$$\frac{dM_1(t)}{dt} = w_1(t) - w_f(t) - w_{12}(t); \quad (5.1)$$

Câmara 2:

$$\frac{dM_2(t)}{dt} = -w_2(t) + w_f(t) + w_{12}(t), \quad (5.2)$$

onde M_1 e M_2 são as massas de ar nas câmaras, w_1 é a vazão em massa de ar na entrada da câmara 1, w_2 é a vazão em massa de ar na saída da câmara 2, w_f é a vazão em massa de ar que escapa da câmara 1 para a câmara 2, w_{12} é a vazão em massa de ar deslocada de uma câmara para outra devido à rotação do motor.

O cálculo das vazões w_1 e w_2 é realizado segundo o modelo descrito na seção 5.3, que corresponde ao modelo de escoamento do ar através da válvula acoplada ao MPAR.

A medida que as duas equações das câmaras são análogas, pode-se trabalhar apenas com uma delas, assim, somente a equação (5.1) é desenvolvida. A massa M_1 é igual ao produto da densidade do ar na câmara 1, ρ_1 , com o volume desta câmara, V_1 . Dessa forma, a equação (5.1) pode ser escrita como se segue:

$$V_1(t) \frac{d\rho_1(t)}{dt} + \rho_1(t) \frac{dV_1(t)}{dt} = w_1(t) - w_f(t) + w_{12}(t). \quad (5.3)$$

A equação (5.3) poderia ser especializada para dois modos de operação do motor pneumático. O primeiro modo de operação é definido para o motor com pequenos movimentos em torno de um ponto fixo de operação, de modo a não existir deslocamento de ar da câmara de entrada para a de saída, devido à rotação do motor. O que ocorre, neste caso, é somente uma variação dos volumes das duas câmaras. O segundo modo, é aquele em que o motor está em movimento com uma determinada velocidade angular.

Um modelo completo do MPAR deveria considerar estas duas condições de operação. HUNOLD (1993) descreve um modelo que considera estes dois modos de operação, porém, com dois conjuntos diferentes de equações. Contudo, um modelo deste tipo, apresenta a dificuldade de se ter que escolher e utilizar o conjunto de equações correspondente às condições instantâneas de operação. Um modelo único que considerasse detalhadamente estes dois modos de operação seria muito complexo, pois, além de ser necessário admitir a variação dos volumes das câmaras com a posição angular instantânea do eixo do motor, deve-se acompanhar a posição angular das palhetas para verificar o deslocamento, ou não, de ar de uma câmara para a outra. Dessa forma, neste trabalho, admite-se que os volumes das duas câmaras são constantes. Esta hipótese simplifica bastante o modelo, e posteriormente é verificada a validade deste modelo em descrever os dois modos de operação.

Para uma volta do motor, a massa de ar deslocada, pelas palhetas, da câmara de entrada para a de saída, é dada pelo produto da densidade do ar na câmara de entrada com o deslocamento volumétrico do motor por volta. Para o eixo do motor girando com uma certa velocidade angular, tem-se que a vazão mássica, w_{12} , é dada pela seguinte expressão:

$$w_{12} = \frac{1}{2\pi} \rho_1 V_d n \Omega, \quad (5.4)$$

onde, V_d é o deslocamento volumétrico do motor por volta em m^3 , Ω é a velocidade angular do eixo de saída do redutor em rad/s e n é a relação de redução do redutor. Observa-se que, a medida que as palhetas estão no eixo do motor, foi utilizada a velocidade do eixo do motor, que é igual à velocidade do eixo de saída do redutor multiplicada pela relação de redução do redutor.

Admitindo-se que a expansão do ar nas câmaras do motor ocorre segundo um

processo isoentrópico, a densidade do ar na câmara 1 pode ser calculada através da seguinte relação:

$$\rho_1 = CP_1^{1/k}, \quad (5.5)$$

onde C é uma constante que depende de um estado específico do ar, k é a relação entre os calores específicos a pressão e a volume constantes e P_1 é a pressão do ar na câmara. A mesma constante C é adotada tanto para a câmara 1 como para a câmara 2. Observa-se que a hipótese de que o ar nas câmaras sofre um processo isoentrópico não implica em que o processo global de expansão do ar no motor, seja também isoentrópico. Isto decorre do fato de que parte do ar, escapa da câmara de alta pressão para a de baixa sem realizar trabalho, passando, assim, por um processo que se aproxima de isotérmico. Dessa forma, de uma forma global, o ar no motor passa por um processo politrópico com constante entre 1 e k , que são os valores para processos isotérmicos e isoentrópicos respectivamente, segundo WYLEN (1976).

A derivada da densidade pode ser calculada utilizando-se a equação (5.5). Finalmente, a equação do balanço da massa de ar na câmara 1, pode ser escrita como,

$$C \frac{1}{k} P_1^{(1-k)/k}(t) V_1 \frac{dP_1(t)}{dt} = w_1(t) - w_f(t) - w_{12}(t), \quad (5.6)$$

onde a vazão mássica $w_{12}(t)$, é dada por:

$$w_{12}(t) = \frac{1}{2\pi} CP_1^{1/k}(t) V_d n \Omega(t). \quad (5.7)$$

De forma análoga, a equação do balanço de massa para a câmara 2, é dada por:

$$C \frac{1}{k} P_2^{(1-k)/k}(t) V_2 \frac{dP_2(t)}{dt} = -w_2(t) + w_f(t) + w_{12}(t). \quad (5.8)$$

5.2.2. Balanço de momento

A equação de movimento do eixo de saída do redutor é obtida por um balanço de momento neste eixo, que resulta na seguinte expressão:

$$J \frac{d\Omega(t)}{dt} = \tau_{mot}(t) - \tau_c(t) - \tau_{at}(t), \quad (5.9)$$

onde J é a inércia do conjunto motor-redutor, vista pelo eixo de saída do redutor, Ω é a velocidade angular do eixo de saída do redutor, τ_c é o torque da carga no motor, τ_{mot} é o torque motor, e τ_{at} é o torque de atrito.

O torque de atrito é modelado considerando a existência de atrito estático e de atrito viscoso, a partir da seguinte equação:

$$\tau_{at}(t) = b_1\Omega(t) + \frac{b_2}{b_3\Omega(t) + b_4}, \quad (5.10)$$

onde b_1 , b_2 , b_3 e b_4 são constantes a serem identificadas. O primeiro termo desta equação representa o atrito viscoso e o segundo o atrito estático. O comportamento do atrito estático é modelado segundo suas características físicas, ou seja, é alto na partida, ou quando o motor está na eminência de se movimentar, diminuindo bruscamente com o aumento da velocidade após a partida.

O torque motor é gerado pelo produto da força do ar aplicada sobre a palheta e o braço de aplicação desta força. Observa-se que este torque é aplicado no eixo do motor, sendo que o mesmo sofre uma amplificação, igual à relação de redução do redutor, quando visto pelo eixo de saída do redutor. Com a hipótese de existência de somente duas câmaras, a força aplicada sobre a palheta é originada pela diferença de pressão entre as câmaras 1 e 2 e é aplicada somente sobre a palheta de interface entre estas câmaras. A ação da diferença de pressão entre as duas câmaras só ocorre no motor estudado, quando o ângulo entre a palheta de interface e o eixo QZ, θ da figura 5.3, está entre 10° e 55° . Observando as dimensões descritas na figura, pode-se calcular o torque motor através da seguinte expressão:

$$\tau_{mot}(t) = n(P_1(t) - P_2(t))L(x(t) - r) \left(\frac{x(t) + r}{2} \right), \quad (5.11)$$

onde r é o raio do rotor em metros, L é o comprimento ativo da palheta em metros, $x(t)$ é a distância entre o centro do rotor e a carcaça medida ao longo da palheta em metros, e $(x(t) + r)/2$ é o braço de aplicação da força em metros. Note que $L(x(t) - r)$ é a área de aplicação da diferença de pressão.

O valor de $x(t)$ é dado, segundo PU et al (1991), pela seguinte expressão:

$$x(t) = e \cos(\theta(t)) + \sqrt{B^2 - e^2 \sin^2(\theta(t))}, \quad (5.12)$$

onde B é o raio do corpo do motor e e é a excentricidade. Através das equações (5.11) e (5.12) pode-se concluir que o torque motor varia com θ , pois x varia com este ângulo e o torque depende de x .

A variação do torque motor com o ângulo θ , no intervalo de 10° a 55° , é pequena, dessa forma, assume-se que o torque motor varia apenas com a diferença de pressão, dada por $(P_1 - P_2)$, ou seja, não depende de θ . Dessa forma, utiliza-se o valor médio do torque motor, que é calculado pela substituição da equação (5.12) na equação (5.11) e posterior realização da integral do valor médio, no intervalo de θ entre 10° a 55° , (observa-se que, as palhetas somente produzem torque quando estão posicionadas neste intervalo), resultando na seguinte expressão:

$$\tau_{mot}(t) = (P_1(t) - P_2(t))neBL\beta, \quad (5.13)$$

onde β é uma constante, que depende da geometria do motor. Para o motor utilizado, esta constante tem um valor igual a 1,4.

Finalmente, introduzindo-se as equações (5.10) e (5.13) na equação (5.9), obtém-se a expressão final para o balanço de momento no eixo de saída do redutor, que é dada por:

$$J \frac{d\Omega(t)}{dt} = (P_1(t) - P_2(t))neBL\beta - \tau_c(t) - b_1\Omega(t) - \frac{b_2}{b_3\Omega(t) + b_4}. \quad (5.14)$$

5.2.3. Vazão de vazamento do motor pneumático

Como mencionado anteriormente, a vazão w_f representa o vazamento de ar da câmara de alta pressão para a câmara de baixa pressão, através das palhetas. Assume-se que o vazamento de ar pode ser modelado como um processo de passagem do ar através de um orifício. Assim, a equação (4.2), especializada para as condições da vazão de vazamento, pode ser utilizada, resultando em:

$$w_f = C_{df} A_{of} C_2 \frac{P_1}{\sqrt{T_1}} f_1(P_2/P_1), \quad (5.15)$$

onde C_{df} é o coeficiente de descarga do orifício equivalente de vazamento, A_{of} a área de vazamento, T_1 a temperatura de estagnação na câmara 1. A temperatura, T_1 , é obtida

assumindo-se que o escoamento através do orifício de pressão é isoentrópico, e assim, segundo WYLEN (1976) tem-se que:

$$T_1 = T_s \left(\frac{P_1}{P_s} \right)^{\frac{k-1}{k}} . \quad (5.16)$$

5.3. Modelo para o cálculo das vazões de entrada e saída do MPAR

Na medida em que as vazões mássicas de entrada, w_1 , e de saída w_2 , do MPAR não são possíveis de se medir diretamente na bancada experimental durante um transitório, é necessário um modelo para descrevê-las em função de variáveis medidas na bancada experimental.

Este modelo consiste, na verdade, em um modelo para o escoamento do ar através dos orifícios de pressão e de escape da válvula proporcional. No Capítulo 4 foi desenvolvido um modelo para o cálculo destas vazões com a válvula isolada. Em razão do motor pneumático alterar as condições de pressão após o orifício de pressão e antes do orifício de escape, é necessário um novo modelo para o cálculo das vazões através da válvula acoplada ao sistema MPAR. Assim, nesta seção desenvolve-se este modelo, que é um pouco diferente do modelo apresentado Capítulo 4.

Foi verificado no Capítulo 4, que o efeito de saturação da vazão é muito mais acentuado no orifício de escape do que no orifício de pressão. Nos testes dos orifícios de pressão foi utilizada uma pressão de entrada de 6,5bar absoluto e nos testes dos orifícios de escape uma pressão de 3bar absoluto. Esta pressão mais baixa no orifício de escape foi utilizada para simular a expansão do ar no orifício de pressão e no motor, que ocorre antes do orifício de escape. A expansão do ar explica a influência maior do fenômeno de saturação no escoamento através do orifício de escape, pois, haverá um aumento da perda de carga em função do aumento de velocidade causado pelas pressões menores. Além disso, com a válvula acoplada ao MPAR a pressão a jusante do orifício de pressão será maior do que a pressão ambiente, que foi a utilizada como sendo a pressão na saída do orifício de pressão no Capítulo 4. Este aumento de pressão na saída do orifício de pressão tende a provocar uma diminuição na vazão e quanto menor a vazão menor será a influência do fenômeno de saturação. Em vista destes fatos, o modelo para o escoamento de ar através da válvula acoplada ao MPAR

considera o fenômeno de saturação somente para os orifícios de escape.

A figura 5.4 apresenta um esquema do sistema utilizado para o cálculo das vazões de entrada e saída do MPAR. Observa-se neste esquema que antes do MPAR existe somente o orifício de pressão de área variável. Após o MPAR tem-se o orifício de escape de área variável e um orifício de área fixa, utilizado para simular o efeito de saturação.

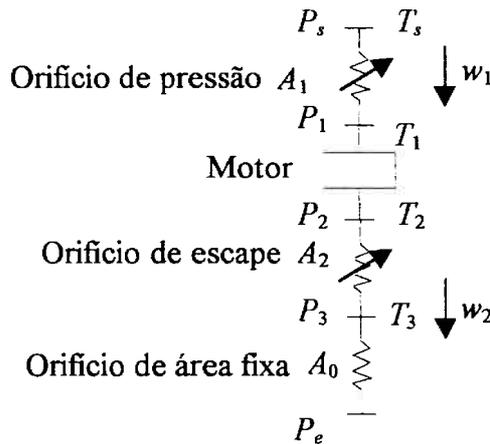


Figura 5.4: Esquema utilizado para o modelo de cálculo das vazões de entrada e de saída do MPAR.

Se na equação (4.2), P_u for substituído por P_s , P_d por P_1 e T_u por T_s , o fluxo de massa w_1 através do orifício de pressão, de área A_1 , e da carga, mostrado na figura 5.4, será dado por:

$$w_1 = C_{d1} A_1 C_2 \frac{P_s}{\sqrt{T_s}} f_1(P_1/P_s). \quad (5.17)$$

Do mesmo modo, o fluxo de massa w_2 através do orifício de escape, e do orifício de área fixa, será dado por:

$$w_2 = C_{d2} A_2 C_2 \frac{P_2}{\sqrt{T_2}} f_1(P_3/P_2) \quad (5.18)$$

e

$$w_2 = C_{d0} A_0 C_2 \frac{P_3}{\sqrt{T_3}} f_1(P_e/P_3), \quad (5.19)$$

onde C_{d0} é o coeficiente de descarga do orifício de área fixa, A_o é a área deste orifício, P_3 é a pressão na saída do orifício de escape e T_3 é a temperatura no mesmo ponto. Assume-se que a área do orifício fixo é igual a área mínima de passagem pela válvula, ou seja, 154mm^2 , conforme apresentado na seção 4.2.

Nestas equações, assume-se que a vazão que passa pelo orifício de escape é sempre igual à vazão que passa pelo orifício de área fixa, em qualquer condição, mesmo durante um transitório. Esta hipótese admite implicitamente que a variação da massa de ar no canal, após o orifício de escape, é desprezível.

Assumindo-se que o escoamento é isoentrópico, a temperatura T_1 é descrita pela equação (5.16), e as temperaturas T_2 e T_3 podem ser descritas por equações similares, ou seja:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \Rightarrow T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \Rightarrow T_2 = T_s \left(\frac{P_2}{P_s}\right)^{\frac{k-1}{k}} ; \quad (5.20)$$

$$T_3 = T_s \left(\frac{P_3}{P_s}\right)^{\frac{k-1}{k}} . \quad (5.21)$$

Observa-se que todas as temperaturas podem ser escritas como uma função da respectiva pressão, da pressão de alimentação, P_s , e da temperatura de alimentação, T_s . Tanto a pressão como a temperatura de alimentação são consideradas constantes. Nota-se também, que o erro cometido ao assumir que os processos são isoentrópicos é desprezível. Estas temperaturas podem ser substituídas nas equações das vazões obtendo-se as seguintes equações:

$$w_1 = C_{d1} A_1 \frac{P_s}{\sqrt{T_s}} f_1(P_1/P_s); \quad (5.22)$$

$$w_2 = C_{d2} A_2 \frac{P_2^{\frac{k+1}{2k}}}{\sqrt{T_s}} P_s^{\frac{k-1}{2k}} f_1(P_3/P_2); \quad (5.23)$$

$$w_2 = C_{d0} A_o \frac{P_3^{\frac{k+1}{2k}}}{\sqrt{T_s}} P_s^{\frac{k-1}{2k}} f_1(P_e/P_3). \quad (5.24)$$

Estas equações são as utilizadas tanto para a condição de regime permanente como no modelo dinâmico do MPAR. Para estas equações as áreas de abertura dos orifício, A_1 , A_2 e A_0 , e a pressão de entrada da válvula P_s , são consideradas dados de entrada conhecidos. Os coeficientes de descarga C_{d1} e C_{d2} são os mesmos calculados no Capítulo 4.

O coeficiente de descarga C_{d0} foi calculado para as equações especializadas para a condição de regime permanente, a partir de um ajuste dos resultados do modelo com resultados experimentais. O valor obtido para C_{d0} resultou em 0,44 para a válvula aberta no sentido da área positiva e 0,42 para o sentido de abertura negativa. Uma descrição mais detalhada do processo de cálculo das vazões em regime permanente e os resultados obtidos é fornecida na seção 5.6.

Durante um transitório a vazão w_1 é calculada utilizando-se a pressão P_1 , fornecida pela solução do modelo MPAR. A vazão w_2 é calculada através de um processo iterativo, utilizando-se o método da dicotomia, observando-se que nas equações (5.23) e (5.24) existem duas incógnitas, w_2 e P_3 , e a pressão P_2 é fornecida pela solução do modelo do MPAR.

A vazão de vazamento pelo orifício de pressão, quando a válvula está fechada, é considerada da forma apresentada no Capítulo 4. Para o orifício de escape a vazão de vazamento é considerada da mesma forma que para o orifício de pressão mas com uma área de escoamento 3,5 vezes maior.

5.4. Cálculo dos parâmetros do modelo do MPAR

Em resumo, as equações finais do modelo desenvolvido para o MPAR são dadas por 3 equações diferenciais de primeira ordem, as equações (5.6), (5.8), e (5.14) e uma equação algébrica utilizada para a determinação da vazão de vazamento, equação (5.15).

As equações diferenciais definem os balanços de massa e de momento. Nestas expressões é necessário determinar os seguintes parâmetros: V_1 , V_2 e V_d , nas equações de balanço de massa nas câmaras do motor, e os parâmetros J , b_1 , b_2 , b_3 , b_4 e o produto $neBL\beta$, na equação de balanço de momento no eixo do redutor.

Estes parâmetros são identificados com técnicas de identificação de parâmetros de modelos dinâmicos descritos na literatura. Neste processo são utilizadas as variáveis medidas na bancada experimental, ou seja, rotação do eixo do redutor, Ω pressão na entrada da

válvula, P_s , pressão na entrada do motor, P_1 , pressão na saída do motor, P_2 , posição angular do disco da válvula (utilizada para determinar as áreas de abertura dos orifícios de pressão e escape) e vazão de ar para condições de regime permanente.

Os próximos itens apresentam os métodos utilizados para o cálculo de cada um dos parâmetros e os resultados obtidos.

5.4.1. Identificação dos parâmetros da vazão de vazamento

O parâmetro $C_{df}A_{of}$ da equação da vazão de vazamento é obtido por um ajuste de uma curva aos valores experimentais da vazão mássica, obtida a partir da pressão diferencial na placa de orifício, em regime permanente, para diversas condições.

As medidas da vazão de vazamento pelo motor são realizadas pela alimentação de ar sob pressão, com o motor travado. Assim todo o ar que escapa pela saída da válvula proporcional, é considerado vazamento pelo motor. O método dos mínimos quadrados é utilizado para estes ajustes. Assim, a partir da equação (5.15), pode-se escrever uma expressão para a vazão mássica em função das pressões antes e após o orifício (P_1 e P_2), da seguinte forma:

$$w_f = (C_{df} A_{of}) w_{tf}, \quad (5.25)$$

onde w_{tf} é o lado esquerdo da equação (5.15) a menos do coeficiente de descarga e da área do orifício. Nota-se que w_{tf} é função somente das pressões P_2 e P_1 e será denominado, por simplicidade, de vazão teórica de vazamento.

Para calcular a vazão de vazamento em função das pressões P_1 e P_2 , são utilizados polinômios de segundo grau em função da vazão teórica de vazamento, da seguinte forma:

$$w_f = (C_{df} A_{of}) w_{tf} = a_0 w_{tf}^2 + a_1 w_{tf} + a_2. \quad (5.26)$$

Nota-se que o polinômio de segundo grau foi o que melhor se ajustou aos dados experimentais. A Tabela 5.1 apresenta os coeficientes do polinômio de aproximação para a vazão de vazamento, juntamente com os desvio padrão entre a vazão calculada e o valor medido. O desvio padrão da vazão ajustada em relação à vazão medida é cerca de 5% do valor da vazão máxima.

Tabela 5.1: Coeficiente do polinômio para ajuste da vazão de vazamento através do motor.

Coeficiente a_0 (s/kg)	Coeficiente a_1	Coeficiente a_2 (kg/s)	Desvio Padrão (kg/s)	Vazão Máxima (Kg/s)
$6,815 \times 10^{-10}$	$0,1989 \times 10^{-5}$	$1,3391 \times 10^{-7}$	$4,1 \times 10^{-4}$	$77,2 \times 10^{-4}$

A figura 5.5 apresenta a vazão de vazamento no motor medida em função da vazão teórica e os pontos obtidos com a aproximação definida pela equação (5.26).

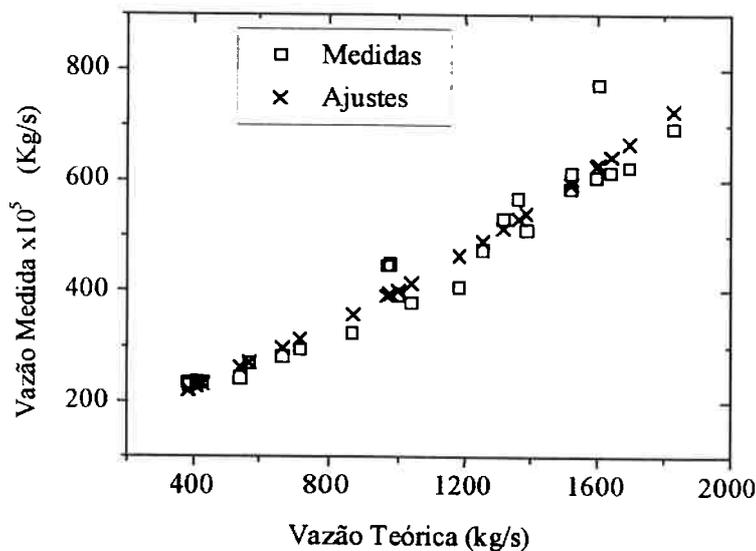


Figura 5.5: Vazão de vazamento pelo motor medida e ajustada.

5.4.2. Identificação dos parâmetros das equações de balanço do MPAR

Para a determinação dos parâmetros do modelo utilizam-se diversos ensaios, realizados com o motor girando em ambos os sentidos (horário e anti-horário). Devido às características das equações envolvidas, os parâmetros das equações de balanço de massa e de momento são identificados separadamente, com metodologias diferentes. Esta não é a forma mais adequada de identificação dos parâmetros mas é a mais fácil e mais conveniente, em razão das não-linearidades presentes, principalmente, nas equações de balanço de massa.

Para a identificação dos parâmetros da equação de balanço de momento, os experimentos são realizados com o motor sem carga. Neste processo, primeiramente, a equação (5.14) é discretizada pelo método de Euler (diferença para frente), resultando na seguinte expressão:

$$\Omega(t + \Delta t) = p_1 \Omega(t) + p_2 (P_1(t) - P_2(t)) + \frac{P_3}{b_3 \Omega(t) + b_4}, \quad (5.27)$$

com p_1 , p_2 e p_3 sendo constantes formadas pelos parâmetros a serem identificados, como se segue:

$$p_1 = 1 - \frac{\Delta t}{J} b_1; \quad (5.28)$$

$$p_2 = \frac{\Delta t}{J} neBL\beta; \quad (5.29)$$

$$p_3 = \frac{\Delta t}{J} b_2, \quad (5.30)$$

onde, Δt é o intervalo de amostragem utilizado nos ensaios, em segundos.

Se forem adotados valores para b_3 e b_4 , a equação (5.27) é linear nos parâmetros p_1 , p_2 e p_3 . Assim, o método das variáveis instrumentais, apresentado por LJUNG (1985), juntamente com o método dos mínimos quadrados, é aplicado nesta equação para se obter estes parâmetros. O critério utilizado para se adotar os valores para as constantes b_3 e b_4 é que o atrito estático deve diminuir com o aumento da velocidade do motor, até se tornar desprezível em relação ao atrito viscoso, quando o motor está em rotação com altas velocidades.

Na equação do balanço de momento, tem-se 4 parâmetros físicos a serem identificados após o cálculo de p_1 , p_2 e p_3 , isto é, J , b_1 , b_2 e $neBL\beta$ e somente 3 relações, (5.28), (5.29) e (5.30). Contudo, o produto $neBL\beta$ pode ser identificado, travando-se o eixo do redutor com uma alavanca e medindo-se a força aplicada. O produto desta força com o braço da alavanca, é igual ao torque motor, τ_{mot} , dado pela equação (5.13). Dessa forma, tendo-se as pressões P_1 e P_2 , medidas pelos sensores, pode-se obter o produto $neBL\beta$. Com os valores de p_1 , p_2 , p_3 e do produto $neBL\beta$, os outros parâmetros físicos do MPAR são facilmente identificados.

Nota-se, que o produto $neBL\beta$ é identificado com o motor travado. Devido à localização dos sensores das pressões P_1 e P_2 , este parâmetro pode sofrer alguma alteração quando o motor está em rotação. Contudo este fato é considerado desprezível, e na simulação

do modelo do motor, o que interessa é o valor dos parâmetros p_1 , p_2 e p_3 e não dos parâmetros físicos do motor.

Não é possível rearranjar as equações de balanço de massa, de forma a torná-las linear nos parâmetros, como foi feito com a equação de momento. Dessa forma, a identificação dos parâmetros destas equações é realizada em duas etapas. A primeira etapa consiste na identificação do deslocamento volumétrico do motor, V_d . Este parâmetro é calculado com o motor em rotação constante, utilizando-se o balanço de massa nas duas câmaras. Assim, subtraindo-se a equação (5.8) da equação (5.6), eliminando-se os termos de variação temporal e substituindo-se w_{12} pela equação (5.7), obtém-se a seguinte expressão:

$$w_1 + w_2 - 2w_f = \frac{1}{\pi} CP_1^{1/k} V_d n \Omega. \quad (5.31)$$

As vazões w_1 , w_2 e w_f são calculadas a partir dos valores experimentais das pressões P_s , P_1 e P_2 e dos modelos descritos na seção 5.3 e no item 5.2.3. A constante C é calculada a partir da equação (5.5) com o ar nas condições da entrada da válvula de 4 vias. Assim, na equação (5.31) a única variável é o parâmetro V_d , que é calculado utilizando-se o método dos mínimos quadrados. Nesta identificação são utilizados resultados experimentais de diversos ensaios realizados com o motor girando em ambos os sentidos (horário e anti-horário).

O volume das câmaras de entrada e de saída do motor são admitidos iguais. Este parâmetro é calculado utilizando-se os balanços de massa nas duas câmaras. Assim, somando-se as equações (5.6) e (5.8) obtém-se a seguinte expressão:

$$C \frac{V_1}{k} \left(P_1^{(1-k)/k}(t) \frac{dP_1(t)}{dt} + P_2^{(1-k)/k}(t) \frac{dP_2(t)}{dt} \right) = w_1(t) - w_2(t). \quad (5.32)$$

Na equação (5.32), a única variável desconhecida é o volume V_1 . As derivadas temporais das pressões são aproximadas pelo método de Euler (diferença para frente) e as vazões w_1 , w_2 são calculadas a partir dos valores experimentais das pressões P_s , P_1 e P_2 , das áreas dos orifícios e dos coeficientes de descarga, conforme processo citado. Para minimizar o erro gerado pela diferenciação numérica de P_1 e P_2 , estas grandezas experimentais passam, primeiramente, por um filtro passa baixo tipo FIR (Resposta de Impulso Finita). Assim, V_1 é calculado a partir da equação (5.32) pelo método dos mínimos quadrados, com resultados

experimentais de diversos ensaios, realizados com o motor girando em ambos os sentidos.

Aplicando-se os métodos de identificação, obtém-se os valores para cada parâmetro do modelo, que estão apresentados na tabela 5.2, dada a seguir.

Tabela 5.2: Valor dos parâmetros das equações de balanço do modelo MPAR.

Variável	$NeBL\beta$ (m ³)	J (Kg.m ²)	b_1 (N.m.s)	b_2 (N.m)	b_3 (s)	b_4	V_d (m ³)	V_1 e V_2 (m ³)
Valor	$1,82 \times 10^{-3}$	0,125	0,89	180	800	60	$10,8 \times 10^{-5}$	$8,8 \times 10^{-5}$
Identificado			0,54					

O valor de b_1 , que está associado ao atrito viscoso assume valores diferentes para cada sentido de rotação do motor. O primeiro valor é para o motor pneumático com rotações negativas (equivale ao motor rodando no sentido horário, se o observador estiver olhando frontalmente para o eixo de saída do motor). O segundo valor é para rotações positivas. Foi necessário utilizar dois valores diferentes para este coeficiente, porque foi observado experimentalmente que as velocidades máximas de rotação do motor atingidas para uma mesma abertura da válvula porém em sentidos oposto, eram diferentes. Esta diferença indica que o atrito viscoso é diferente para cada sentido de rotação.

5.5. Modelo dinâmico do sistema MPAR-Válvula

O modelo dinâmico do sistema MPAR-Válvula consiste no acoplamento do modelo do MPAR, desenvolvido na seção 5.2, com o modelo de cálculo das vazões de entrada e saída do motor, desenvolvido na seção 5.3, e com o modelo dinâmico da válvula proporcional, desenvolvido no Capítulo 4. O diagrama de blocos apresentado na figura 5.6 apresenta o acoplamento destes três modelos.

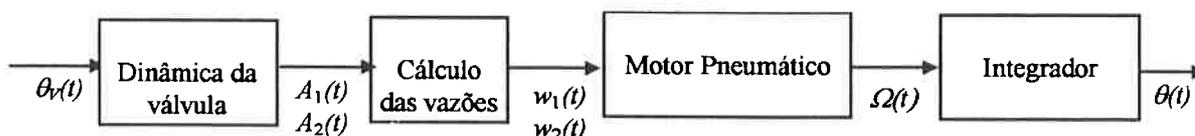


Figura 5.6: Diagrama de blocos com os componentes do modelo do sistema MPAR-Válvula.

O modelo dinâmico da válvula já incorpora o controle de posição do disco da válvula e portanto da abertura dos orifícios de pressão e de escape. Na figura 5.6, θ_v representa a posição angular de referência utilizada pelo controle de posição do disco da válvula, A_1 é a área de abertura do orifício de pressão, A_2 é a área de abertura do orifício de escape, w_1 , e w_2 são as vazões de entrada e saída do MPAR respectivamente, Ω é a velocidade angular do eixo de saída do redutor a tração e θ é a posição angular do eixo de saída do redutor a tração. Destas variáveis as únicas que não são medidas diretamente na bancada experimental são as vazões w_1 , e w_2 .

Além destas variáveis de interligação entre os componentes do modelo, tem-se a velocidade angular do disco da válvula e as pressões nas câmaras de entrada e de saída do MPAR, todas medidas diretamente na bancada experimental.

Observa-se que neste modelo é incorporado um atraso existente no sistema, que ocorre entre a abertura dos orifícios de pressão e de escape da válvula e as vazões de entrada e de saída do MPAR. Este atraso que é considerado fixo, representa o tempo médio de transporte do ar entre os orifícios da válvula e as conexões de entrada e saída do MPAR. O comprimento da tubulação de conexão entre a válvula e o MPAR é de cerca de 60mm, que para as vazões de ar consideradas, resulta em um atraso médio de cerca de 4ms.

Os resultados de simulações do modelo MPAR-Válvula são comparados com dados experimentais, em diversas condições, incluindo, transitórios de partida, inversão do sentido de rotação e parada. Observa-se, que o período de amostragem utilizado nos experimentos e nas simulações é de cerca de 2 ms.

A figura 5.7 apresenta a resposta do sistema MPAR-Válvula para um transitório de partida do MPAR no sentido horário, seguida de uma redução de velocidade e finalmente a parada do motor. Partindo com a válvula inicialmente fechada, no instante zero a posição de referência da válvula é alterada para $7,2^\circ$, no instante 0,8s a referência é alterada novamente para $2,4^\circ$ e no tempo de 1,6s a válvula é fechada.

A figura 5.8 apresenta a resposta do sistema MPAR-Válvula para um transitório de partida do MPAR, no sentido anti-horário, seguida da inversão do sentido de rotação e posterior parada. Neste caso, com a válvula inicialmente fechada, a sua referência de posição é alterada para $-4,8^\circ$, no instante 0,8s é alterada novamente para $4,8^\circ$ e, finalmente, em 1,6s a válvula é fechada.

Nota-se que para verificar melhor a resposta do modelo, os resultados experimentais e de simulação das figuras 5.7 e 5.8 apresentam a velocidade angular do eixo de saída do redutor do MPAR e não a sua posição.

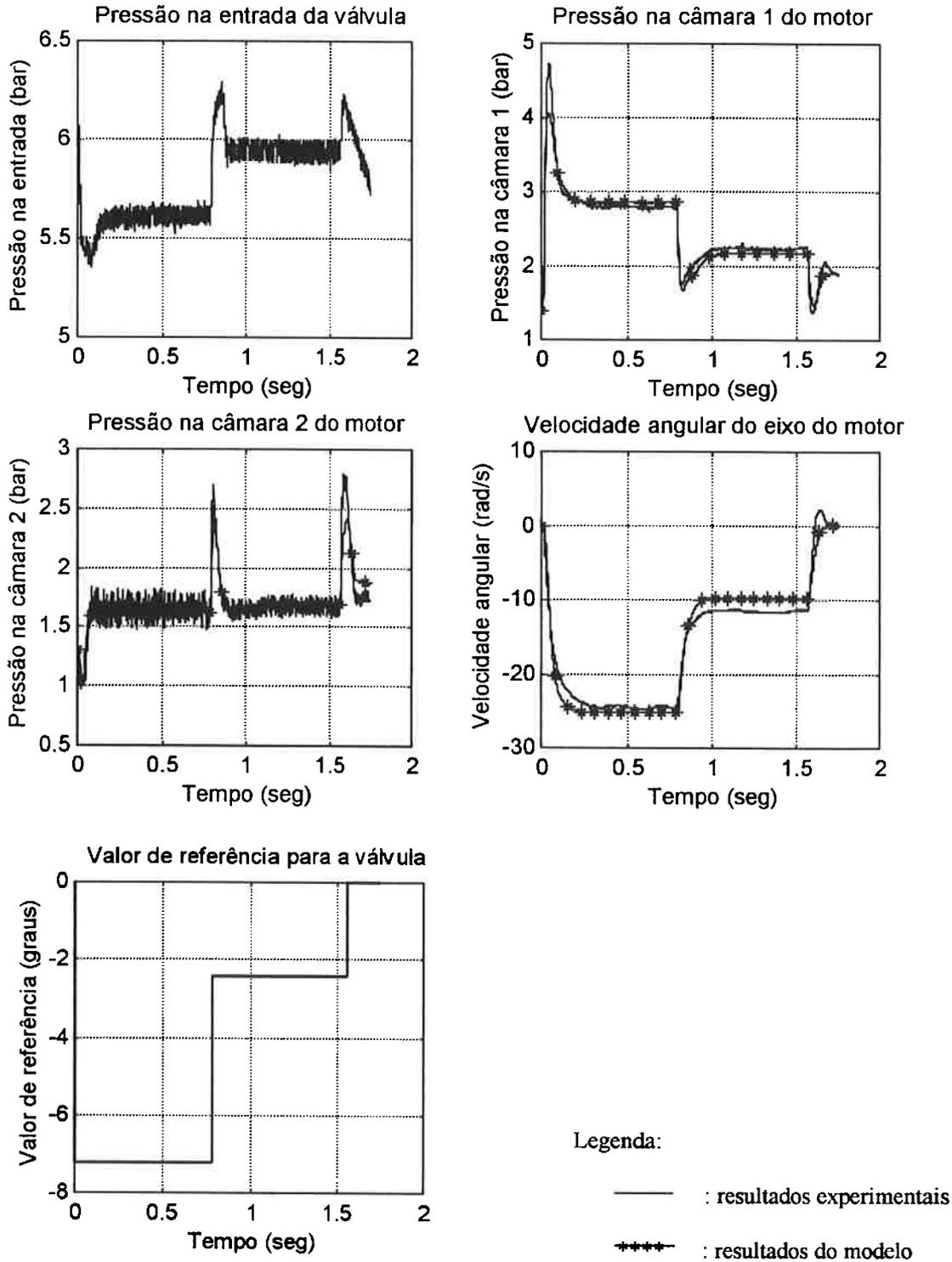


Figura 5.7: Resposta experimental e de simulação do modelo para um transitório de partida do motor pneumático, redução de velocidade e parada.

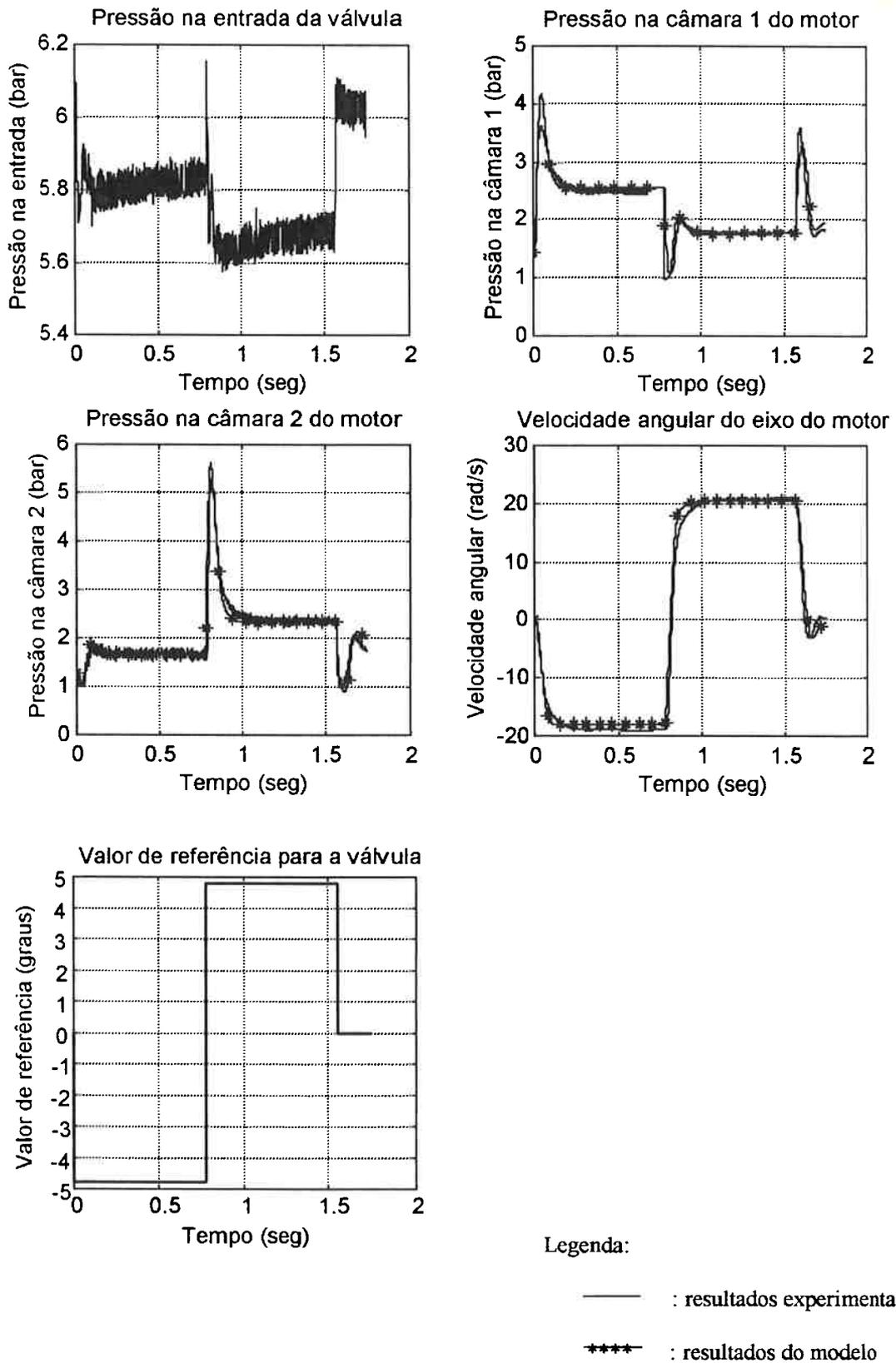


Figura 5.8: Resposta experimental e de simulação do modelo para um transitório de partida, inversão e parada do motor pneumático.

Observando-se as curvas das figuras 5.7 e 5.8, pode-se verificar que:

- Existe um pequeno desvio entre os valores do modelo e os valores experimentais, quando o sistema está em regime, tanto nas pressões como na velocidade angular. Porém este erro é pequeno, estando dentro do esperado, considerando-se os desvios apresentados nos cálculos dos parâmetros e principalmente nos cálculos das vazões.
- O valor de regime da velocidade angular do MPAR é ligeiramente diferente dependendo do sentido de rotação. Esta diferença é explicada pela variação do atrito viscoso em função do sentido de rotação. Conforme citado anteriormente, esta diferença foi modelada utilizando-se dois coeficientes de atrito diferentes, dependendo do sentido da rotação.
- As pressões obtidas pelo modelo apresentam um sobressinal ligeiramente maior e um tempo de resposta ligeiramente menor do que os resultados experimentais.

A partir destes resultados, pode-se concluir que o modelo desenvolvido é adequado para ser utilizado como base para o projeto do sistema de controle de posição do eixo de saída do MPAR.

5.6. Principais características do comportamento dinâmico do sistema MPAR-Válvula

O objetivo principal que norteou o desenvolvimento do modelo dinâmico do sistema MPAR-Válvula é a obtenção de subsídios para o desenvolvimento do sistema de controle da posição angular do eixo de saída do redutor do MPAR. Assim, a este respeito são diversas as características do MPAR levantadas.

O torque de atrito no MPAR é alto, cerca de 3Nm, como pode ser calculado a partir da relação dos parâmetros b_2/b_4 na equação de momento no eixo do MPAR. Este atrito é causado principalmente pelo contato das palhetas com a carcaça do motor pneumático. Um atrito estático alto implica em dificuldades para um posicionamento preciso do eixo de saída do MPAR.

O MPAR apresenta uma inércia alta, o que implica em baixos tempos de resposta. Esta inércia alta é proveniente principalmente de três fatores: (1) o motor pneumático é de alta potência, portanto, seu tamanho físico não pode ser pequeno; (2) o “encoder” utilizado para medir a posição angular do eixo de saída do MPAR é de alta precisão e conseqüentemente apresenta uma inércia relativamente alta; e (3) o acoplamento do eixo de saída do MPAR com o “encoder” tem uma alta rigidez e conseqüentemente uma alta inércia. Ressalta-se que a constante de tempo do motor é dada pela combinação dos efeitos dinâmicos estabelecidos nas três equações diferenciais e não somente devido ao efeito da inércia. O valor desta constante é de cerca de 75ms.

Para propiciar um controle efetivo, é regra geral que o atuador do sistema deve ter um tempo de resposta pelo menos 5 (cinco) vezes mais rápido. O atuador do MPAR é a válvula proporcional. Assim, seguindo a regra geral, a constante de tempo para o posicionamento da válvula deve ser de no máximo 15ms. Com vista no Capítulo 4, foi especificado um tempo de subida para a malha fechada de controle da posição do disco da válvula de 15ms. Assim, a válvula satisfaz o requisito básico para ser o atuador do MPAR.

O MPAR é bastante não linear devido à presença do atrito estático e da compressibilidade do ar. O atrito estático cria uma zona morta entre o torque motor (causado pela diferença entre as pressões nas câmaras de entrada e de saída do MPAR) e a rotação do MPAR. A presença desta zona morta cria dificuldades para o controle preciso de posição do MPAR. A compressibilidade do ar é refletida no comportamento das pressões do ar nas câmaras de entrada e de saída do MPAR, que geram o torque motor. Um sistema de controle baseado no comportamento entrada-saída pode ter dificuldades em controlar o MPAR, em razão de não observar a dinâmica existente entre as pressões e a rotação do MPAR, principalmente durante inversões do sentido de rotação e fechamento da válvula.

Não é observado nenhum tipo de comportamento oscilatório da velocidade angular do eixo de saída do MPAR, que poderia ser causado pela presença das palhetas ou pela compressibilidade do ar. Neste sentido, a possibilidade de se obter um controle preciso da posição angular do MPAR é promissor.

Finalmente, observa-se que as equações do modelo dinâmico do sistema MPAR-Válvula são extremamente importantes pois, como será visto no Capítulo 6, são a fonte de informação para o projeto do sistema de controle do MPAR.

5.7. Condição de Regime Permanente

Nesta seção é apresentada uma análise teórica do sistema MPAR-Válvula em regime permanente, onde se demonstra que o aumento da área de passagem do orifício de escape em relação ao orifício de pressão, ocasiona um aumento de desempenho do motor pneumático. Esta análise consiste no desenvolvimento realizado por GOUVEIA (1996) com pequenas alterações. A comprovação dos resultados teóricos é realizada através de resultados experimentais, obtidos em ensaios de regime permanente no sistema MPAR-Válvula.

5.7.1. Análise teórica do desempenho do MPAR em função do coeficiente de proporcionalidade da válvula

Como hipótese simplificadora, o fenômeno de saturação na válvula é desconsiderado nesta análise teórica sem prejuízo das conclusões finais. Assim, o modelo utilizado para o cálculo das vazões de ar na entrada e na saída no MPAR, descrito na seção 5.3, é simplificado. A figura 5.9 apresenta um esquema da válvula e do motor sem considerar o fenômeno de saturação.

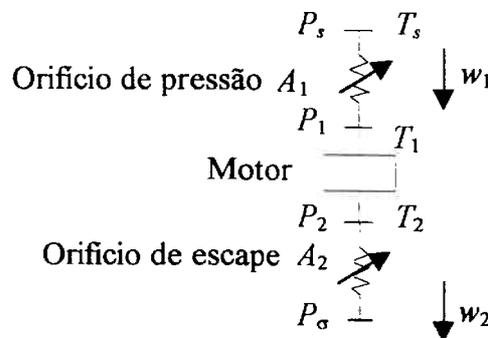


Figura 5.9: Esquema simplificado do escoamento de ar no sistema MPAR-Válvula sem saturação.

Como se estuda a condição de regime permanente, as vazões w_1 e w_2 são iguais e denominadas simplesmente por W . A vazão de ar que escoar através do orifício de pressão é dada pela equação (5.17), repetida abaixo:

$$W = C_{d1} A_1 C_2 \frac{P_s}{\sqrt{T_s}} f_1(P_1/P_s). \quad (5.33)$$

Na medida em que o fenômeno de saturação não é considerado, o orifício de área

fixa em série com o orifício de escape, utilizado na seção 5.3, não mais existe. Portanto, a vazão de ar que passa pelo orifício de escape é dada pela equação (5.18) substituindo-se P_3 por P_e , resultando na seguinte equação:

$$W = C_{d2} A_2 C_2 \frac{P_2}{\sqrt{T_2}} f_1(P_e/P_2) \quad (5.34)$$

Igualando-se as equações (5.33) e (5.34) e rearranjando, resulta na seguinte relação:

$$\frac{f_1(P_1/P_s)}{f_1(P_e/P_2)} \frac{P_s}{P_2} \frac{\sqrt{T_2}}{\sqrt{T_s}} = \frac{C_{d2} A_2}{C_{d1} A_1} \quad (5.35)$$

Admitindo-se que o escoamento do ar no sistema segue um processo isoentrópico e portanto que T_2 pode ser calculada a partir da equação (5.20), a equação acima resulta em:

$$\frac{f_1\left(\frac{P_1}{P_2}\right)}{f_1\left(\frac{P_e}{P_1 - \Delta P}\right)} \left(\frac{P_s}{P_1 - \Delta P}\right)^{1/k} = \alpha, \quad (5.36)$$

onde ΔP é a perda de pressão no motor, P_2 foi substituído por $(P_1 - \Delta P)$ e α é o fator de proporcionalidade entre as áreas e os coeficientes de descarga dos orifícios de escape e de pressão da válvula, ou seja,

$$\alpha = \frac{C_{d2} A_2}{C_{d1} A_1} \quad (5.37)$$

Supondo P_s e P_e constantes, pode-se observar na equação (5.37) que a pressão na entrada da carga, P_1 , depende apenas da perda de pressão, ΔP , e do fator de proporcionalidade, α .

Os gráficos (a) e (b) da figura 5.10 mostram, respectivamente, o comportamento das pressões P_1 e P_2 em função de ΔP para vários valores de α . Estes gráficos foram obtidos com P_s igual a 6,5bar absoluto e P_e igual a 1 bar absoluto. Nota-se que as curvas tendem a ficar mais próximas uma das outras com o aumento do valor de α . Para α tendendo a infinito, tem-se respectivamente a reta horizontal dada por $P_2 = P_e$ no gráfico da figura 5.10(b) e a reta

tem-se respectivamente a reta horizontal dada por $P_2 = P_e$ no gráfico da figura 5.10(b) e a reta $P_1 = (P_e + \Delta P)$ no gráfico da figura 5.10(a), que fisicamente representa o caso de uma válvula com o retorno da carga completamente aberto, ou seja, a descarga é realizada diretamente para a atmosfera. Para α tendendo a zero, tem-se a reta horizontal $P_1 = P_s$ no gráfico da figura 5.10(a) e a reta $P_2 = (P_s - \Delta P)$ no gráfico da figura 5.10(b), que fisicamente consiste em uma válvula somente com orifício de retorno, ou seja, a pressão é conectada diretamente à carga. Conclui-se, então, que se α tende a infinito ou mesmo se α for grande, tem-se que P_2 tende a P_e para qualquer valor de ΔP . Por outro lado, conclui-se, também, que se α tende a zero ou mesmo se α for pequeno, tem-se que P_1 tende a P_s para qualquer valor de ΔP .

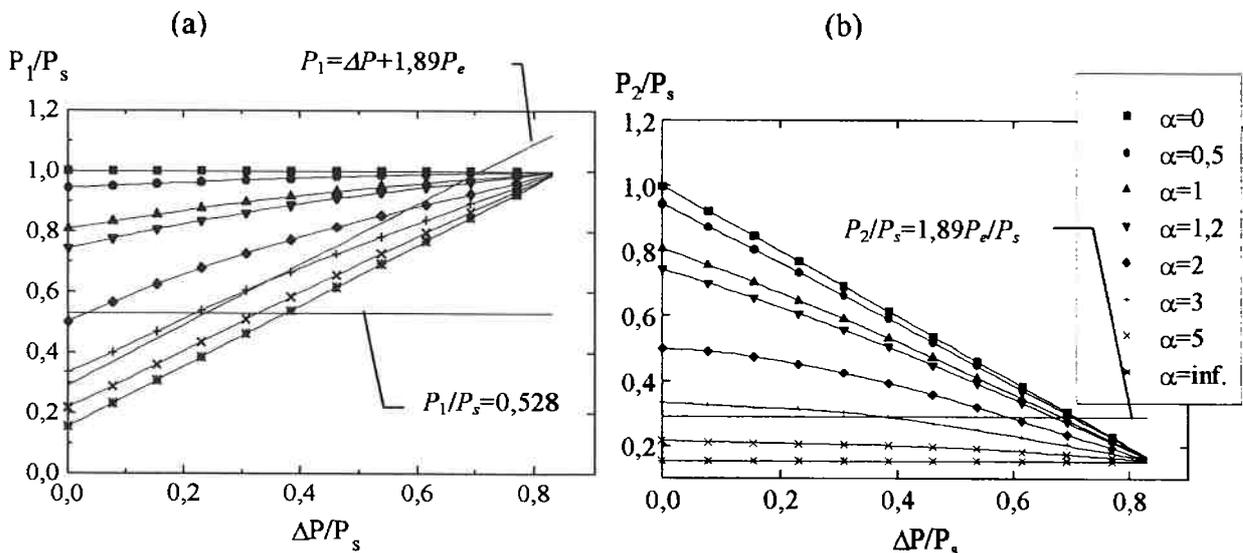


Figura 5.10: Gráfico das pressões na entrada e saída da carga de um sistema pneumático em função da perda de pressão, (a) pressão na entrada e (b) pressão na saída.

Se forem utilizadas as equações (5.33) e (5.36), pode-se verificar a influência do fator de proporcionalidade, α , na vazão mássica que escoa pelo sistema para qualquer valor possível de ΔP . O gráfico da figura 5.11 apresenta a vazão mássica de ar que escoa através do sistema, normalizada em relação à vazão obtida se a carga não existisse, W_i , para alguns valores de α e para uma determinada área de abertura do orifício. Novamente, este gráfico foi obtido utilizando-se P_s igual a 6,5bar absoluto e P_e igual a 1 bar absoluto. Observa-se neste gráfico, que para α igual a 3, 5 e infinito, a vazão praticamente independe das pressões do sistema, para aproximadamente $\Delta P/P_s \leq 0,528 - P_e/P_s$, e nos casos de α igual 0,5, 1 e 1,2, a vazão varia quase que linearmente com $\Delta P/P_s$, até aproximadamente $\Delta P/P_s = 1 - 1,89P_e/P_s$. Note que para o caso do ar, a relação $(P_d/P_u)_{critico}$ é igual a 0,528.

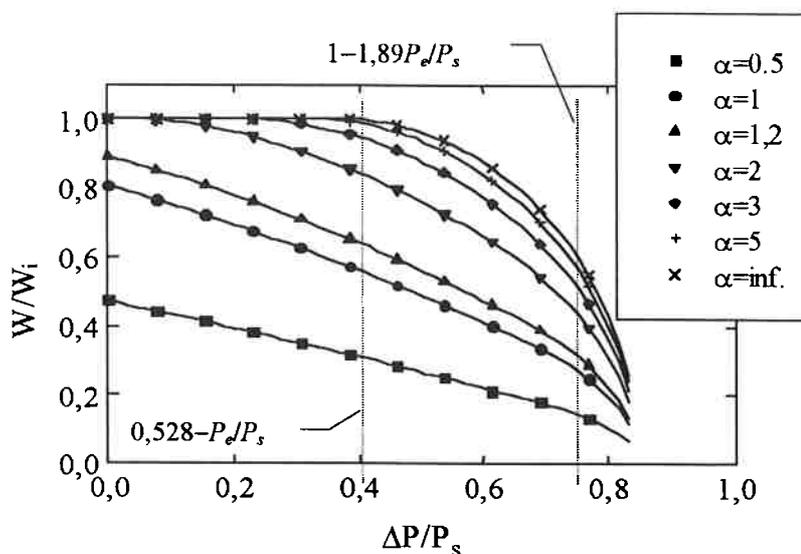


Figura 5.11: Gráfico das vazões de ar em um sistema pneumático para alguns valores de α .

Analisando-se as figuras 5.10 e 5.11 observa-se que, para os valores de P_1/P_s abaixo do valor crítico de 0,528, o escoamento estará bloqueado no primeiro orifício podendo estar bloqueado também no segundo orifício se $P_1 > \Delta P + 1,89P_e$ ou, $P_2 > 1,89P_e$. Observa-se porém, que o controle proporcional do fluxo de ar através do sistema, feito de forma independente das pressões envolvidas, só é possível com o escoamento bloqueado no primeiro orifício. Os valores das pressões para o alcance desta condição são apresentados no gráfico da figura 5.10(a), abaixo da reta $P_1/P_s = 0,528$. Verifica-se que estes valores existem apenas para α maior do que aproximadamente 2. Nota-se que esta condição é conseguida de forma ideal se existisse somente o orifício de pressão. Contudo esta independência da vazão em relação às pressões, mesmo com α igual a infinito, somente é conseguida na condições de $\Delta P/P_s$ menor do que $0,528 - P_e/P_s$. Fora desta região o comportamento da vazão deixa de ser linear em relação à qualquer variável. Nota-se que nos casos de α igual a 3 ou 5, a vazão se comporta praticamente da mesma forma que para α igual a infinito.

A figura 5.12 apresenta as vazões mássicas apresentadas na figura 5.11 porém, normalizadas em relação à vazão mássica que escoava através do sistema com α igual a 1. O que se destaca neste gráfico é o aumento de $W/W_{\alpha=1}$ a medida que o fator de proporcionalidade α aumenta. Os pontos de máximo, para os casos de α maior do que 1, são verificados exatamente onde a vazão para α igual a 1, $W_{\alpha=1}$, deixa de estar bloqueada no segundo orifício.

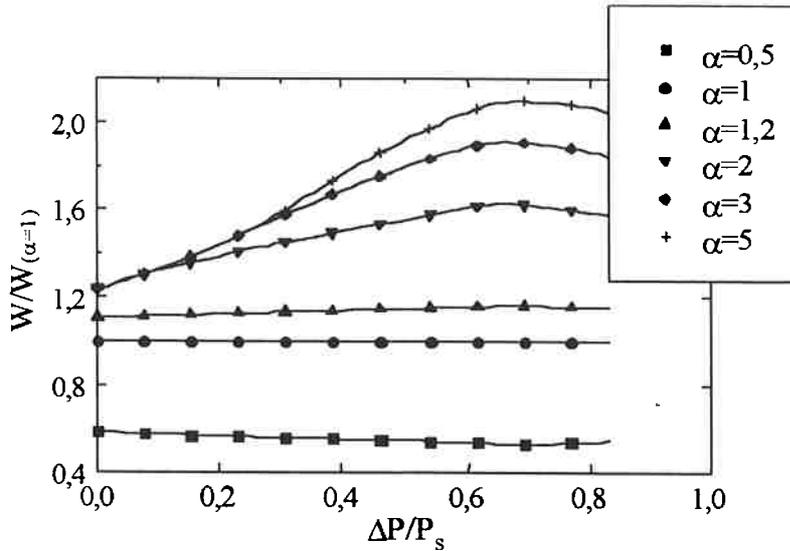


Figura 5.12: Gráfico das vazões de ar em um sistema pneumático, normalizadas em relação à vazão para $\alpha=1$ em função da perda de pressão, para alguns valores de α .

A equação (5.4) fornece a vazão mássica de ar consumida em um motor pneumático em função da sua rotação. Assim, supondo que não há vazamentos ($w_f = 0$) e que o sistema MPAR-Válvula está em regime permanente, a vazão através do motor pode ser escrita da seguinte forma:

$$W = \frac{1}{2\pi} \rho_1 V_d n \Omega, \tag{5.38}$$

sendo ρ_1 a densidade do ar na entrada do motor, V_d o volume útil de ar deslocado por volta do eixo do motor, Ω a rotação do eixo de saída do redutor e n a relação de redução do redutor. Normalizando a rotação do motor para alguns valores de α em relação à rotação para α igual a 1, $\Omega_{(\alpha=1)}$, e substituindo ρ_1 por $P_1/(RT_1)$, tem-se que:

$$\frac{\Omega}{\Omega_{(\alpha=1)}} = \frac{W}{W_{(\alpha=1)}} \frac{P_{1(\alpha=1)}}{P_1}. \tag{5.39}$$

Observa-se que na equação (5.39), assumiu-se que T_1 é igual a T_s para qualquer valor de α . Pela equação (5.33), tem-se que W é função de P_1 , que por sua vez, pela equação (5.36) é função de ΔP . Assim, a rotação do motor pode ser calculada em função de ΔP para alguns valores de α . Supondo P_s e P_e constantes, o resultado é apresentado no gráfico da figura 5.13. Através deste gráfico verifica-se que as maiores rotações no motor pneumático

são alcançadas para valores maiores de α .

Conforme expresso pela equação (5.13), o torque no eixo do motor pode ser determinado através da seguinte expressão:

$$\tau = \mu \Delta P, \tag{5.40}$$

sendo ΔP a diferença entre as pressões na entrada e na saída do motor e μ uma constante, cuja unidade é de volume, que leva em consideração a geometria do motor. Observa-se que o torque não depende de forma direta do parâmetro α . A medida que a potência no eixo do motor é dada por, $Q = \tau \Omega$, e que o torque não depende de α , o comportamento da potência em função de α será exatamente igual ao comportamento da rotação, vista na figura 5.13. Logo, potências maiores, para P_s e P_e constantes, serão obtidas através de valores maiores de α .

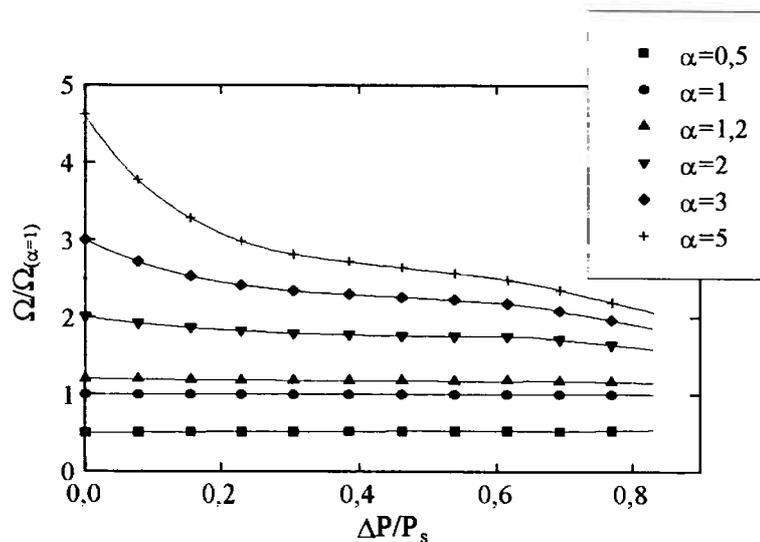


Figura 5.13: Gráfico de $\Omega/\Omega_{\alpha=1}$ para um motor pneumático em função de ΔP , para alguns valores de α .

A conclusão final desta análise é que, teoricamente, o valor de α deve ser o maior possível, sem, no entanto, alterar as dimensões selecionadas para a válvula. Assim, válvulas pneumáticas proporcionais, com valores mais altos de α , melhoram o controle proporcional de vazão através do sistema, possibilitam maiores rotações do motor e aumentam a disponibilidade de potência do motor. O valor escolhido para α é igual a 3,5, que fornece um aumento considerável no desempenho do motor, em relação a α igual a 1 ou 1,2. Este último

valor foi o utilizado no primeiro protótipo da válvula desenvolvido por GOUVEIA (1996). Os dados experimentais que comprovam esta análise são apresentados na próxima seção, em conjunto com os resultados do modelo, para o sistema MPAR-Válvula em regime permanente.

5.7.2. Resultados experimentais do sistema MPAR-Válvula em regime permanente

A análise teórica desenvolvida no item anterior teve simplesmente o objetivo de demonstrar que quanto maior o fator de proporcionalidade, α , melhor o desempenho do motor em termos de potência, torque, rotação, eficiência, etc. Assim, esta análise foi realizada com modelos simplificados. Neste ítem, esta mesma análise é realizada com hipóteses mais realísticas, ou seja, são considerados o fenômeno de saturação na válvula (apenas no orifício de escape) e o vazamento de ar pelo motor. Contudo, nesta análise somente é considerado o caso de α igual a 3,5, que é o valor utilizado na válvula desenvolvida.

Neste caso, as vazões de ar são calculadas com o modelo desenvolvido no item 5.3, utilizando-se as equações (5.22), (5.23) e (5.24) com $w_1 = w_2 = W$

Assumindo-se que a pressão e temperatura na entrada da válvula, P_s e T_s são constantes e impondo-se uma perda de pressão no motor, ou seja, assumindo que:

$$P_3 = P_2 - \Delta P, \quad (5.41)$$

as equações (5.22), (5.23), (5.24) e (5.41) formam um sistema de equações não lineares. A solução deste sistema de equações fornece os valores das pressões P_1 , P_2 e P_3 e da vazão de ar pelo sistema, W . Observa-se que neste caso, não é possível obter uma expressão equivalente à equação (5.36), que relaciona a pressão de entrada no motor, P_1 , com o fator α e com ΔP . Assim, neste caso aplica-se o método de Newton-Raphson (para solução de sistemas de equação não lineares) para resolver o sistema de equações obtido.

Após a obtenção da vazão de ar, W , a rotação do motor é calculada assumindo-se que o vazamento de ar pelo motor não contribui com o movimento de rotação do motor, a partir da seguinte expressão:

$$\Omega = \frac{2\pi(W - w_f)}{\rho_1 V_d n}. \quad (5.42)$$

Na equação (5.42), assume-se que a vazão deslocada pelo motor, w_{12} , é igual à $W-w_f$.

Para comparação dos resultados do modelo com resultados experimentais, são realizados ensaios de regime permanente na bancada experimental. Os valores experimentais das vazões e pressões são obtidos, conforme procedimentos descritos no Capítulo 4. Além destas grandezas, são medidas a velocidade do eixo de saída do redutor e a posição angular da válvula. Estes resultados são obtidos com quatro aberturas diferentes da válvula pneumática. Os resultados experimentais e os resultados de simulação do modelo são apresentados nos gráficos das figuras 5.14 e 5.15. As aberturas estão expressas em termos da área do orifício de pressão.

Pode-se verificar que os resultados do modelo acompanham muito bem os resultados experimentais, comprovando, desta forma, a análise desenvolvida e portanto, o aumento do desempenho do motor pneumático, com o aumento do fator de proporcionalidade, α .

Outro fato a ser observado é que o modelo utilizado para o fenômeno de saturação na válvula (saturação no escape) é adequado para representar a válvula acoplada ao MPAR. Um indicativo experimental do fenômeno de saturação, é justamente o espaçamento que ocorre nas curvas de pressão para as diversas aberturas da válvula. Percebe-se, pelos valores experimentais obtidos que as curvas da pressão de saída estão mais espaçadas do que as curvas da pressão de entrada no motor pneumático, o que indica uma saturação maior no escape do ar. Nota-se que na análise teórica simplificada do item 5.7.1 para um dado valor de α , existe somente uma curva para a pressão de entrada, P_1 , e uma para a pressão de saída, P_2 , em função da queda de pressão no motor.

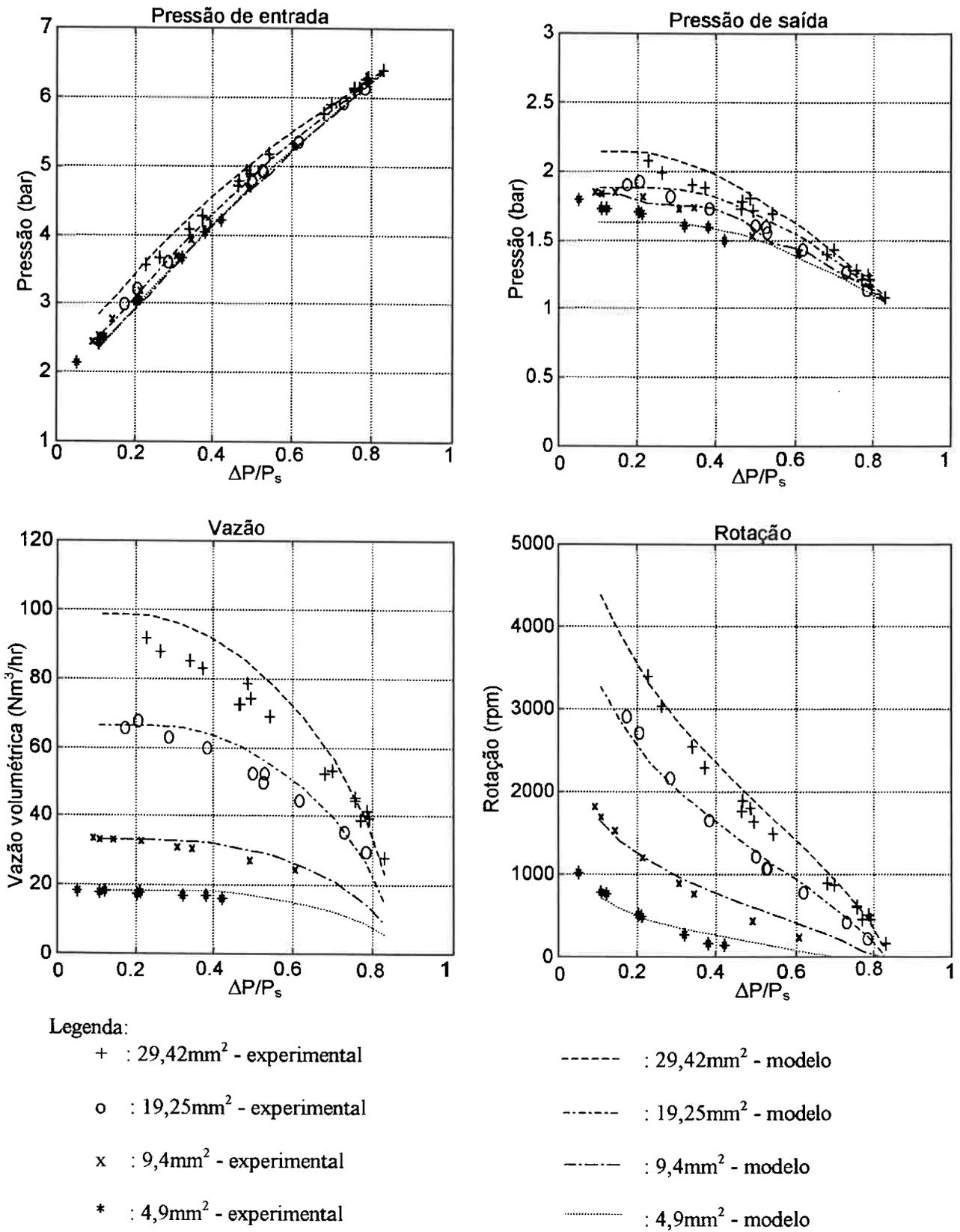


Figura 5.14: Gráficos de pressão, vazão e rotação em função de $\Delta P/P_s$, para uma condição de funcionamento em regime permanente com P_s igual a 6,5bar absoluto e o motor girando no sentido horário.

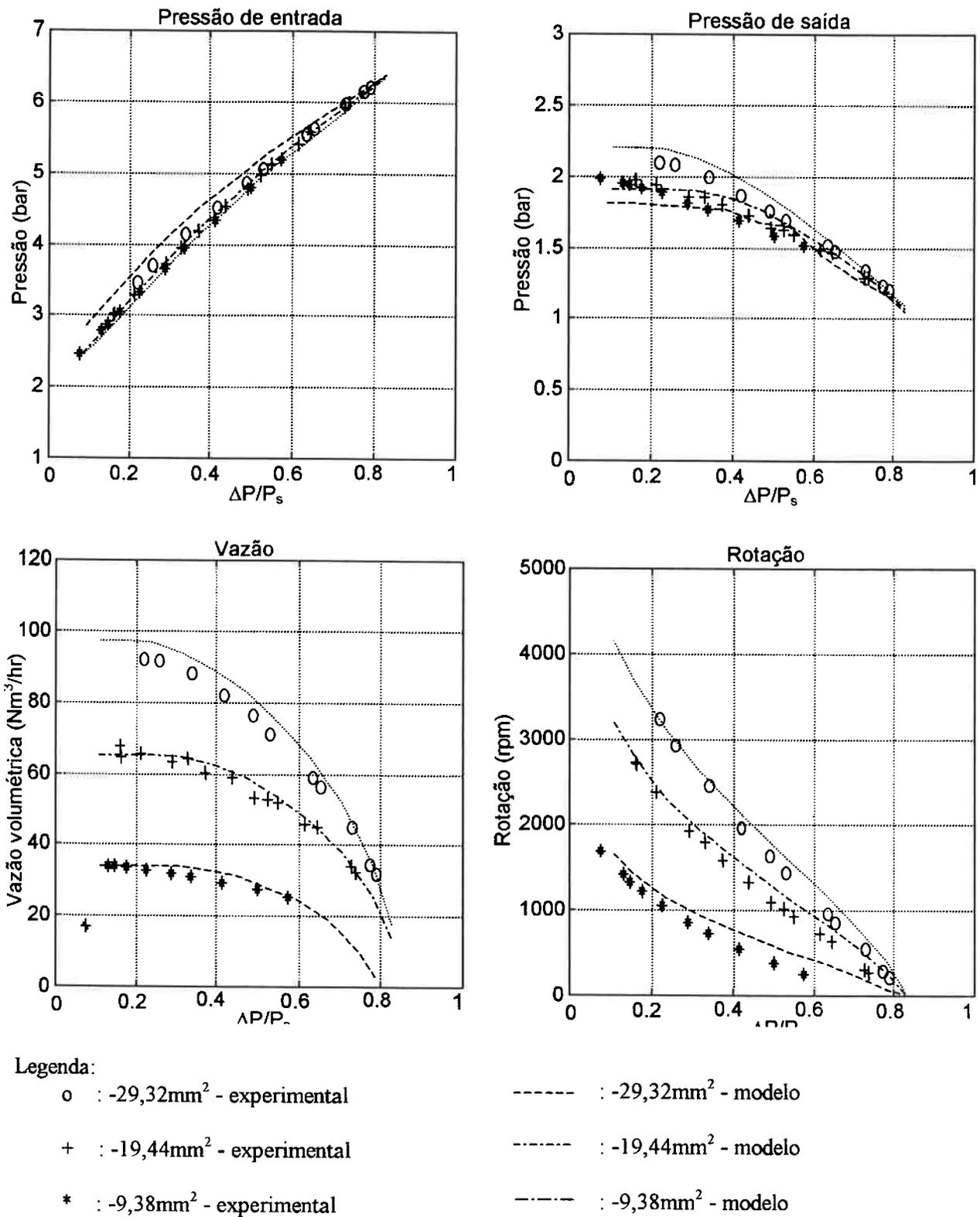


Figura 5.15: Gráficos de pressão, vazão e rotação em função de $\Delta P/P_s$, para uma condição de funcionamento em regime permanente com P_s igual a 6,5bar absoluto e o motor girando no sentido anti-horário.

Capítulo 6

Controle do sistema MPAR-Válvula

6.1. Considerações Gerais

Este capítulo apresenta o projeto do sistema de controle para o posicionamento angular do eixo de saída do MPAR. Este projeto é baseado no comportamento do sistema dinâmico do sistema, estudado no Capítulo 5.

A configuração da malha de controle da posição angular do MPAR está ilustrada no diagrama de blocos da figura 6.1. O funcionamento do sistema é o seguinte: um valor de referência para a posição angular do eixo de saída do redutor é fornecido ao sistema de controle; este valor de referência é comparado com o valor proveniente do sensor de posição angular (“encoder”) gerando um erro; o erro é processado no controlador, gerando o valor de referência para o controle de posição para a abertura da válvula proporcional; com este valor de referência, o disco da válvula é posicionado de forma a alterar vazão de ar para o sistema MPAR, que inicia o seu movimento; quando a posição angular do MPAR atinge o valor de referência, a válvula é fechada.

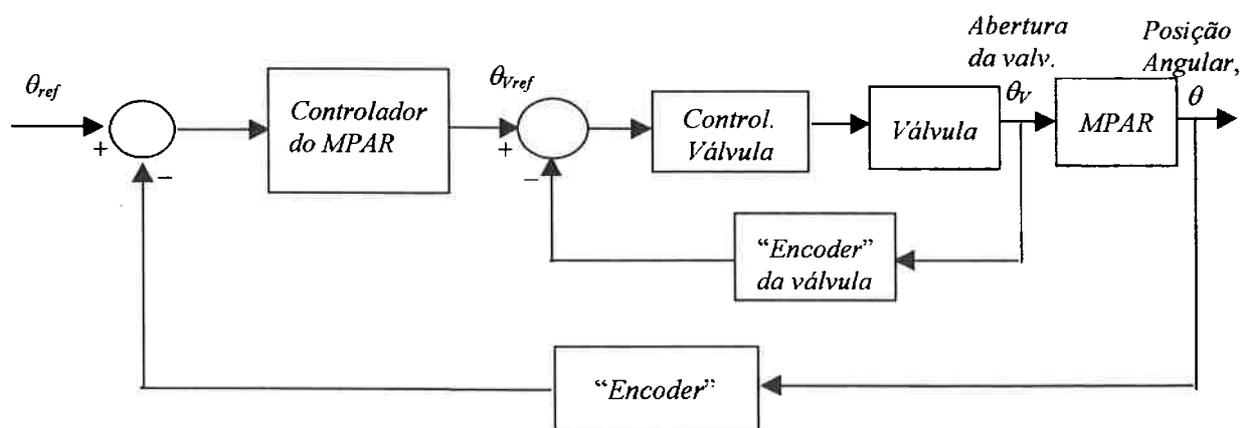


Figura 6.1: Diagrama de blocos da malha fechada de controle de posição do MPAR.

Ressalta-se que adotou-se, como estratégia de controle, que a entrada do sistema MPAR-Válvula é a posição do disco da válvula. Com isso, o sistema de controle de

posicionamento da válvula e a própria dinâmica da válvula é incorporada ao MPAR como sendo a dinâmica do atuador do sistema. De acordo com o que foi visto nos Capítulos 4 e 5, o tempo de resposta da válvula, de cerca de 15ms, é bem menor do que o tempo de resposta do MPAR, de cerca de 75ms. Assim, a dinâmica da válvula não interfere com o sistema de controle do MPAR. Outras soluções poderiam ser adotadas, como por exemplo, utilizar como entrada do sistema MPAR-Válvula a velocidade de abertura dos orifícios da válvula. Contudo, esta solução foi descartada devido às limitações construtivas da válvula.

Neste capítulo são analisados três tipos de controladores para o MPAR. Dois controladores são baseados em técnicas clássicas de controle, os controladores PD e PID. O terceiro controlador está baseado na técnica moderna de realimentação de estados, com uso de um integrador.

Os projetos dos controladores são baseados em um modelo composto por equações lineares em tempo discreto do sistema MPAR-Válvula. Este modelo é desenvolvido tendo-se como base as equações não lineares obtidas no Capítulo 5, sendo uma versão linear simplificada do modelo do sistema MPAR-Válvula.

O projeto do sistema de controle é baseado na resposta temporal do sistema para uma entrada na forma de degrau. Para tanto, como proposta para desempenho do sistema em malha fechada, especificam-se as seguintes condições de projeto:

- Erro máximo de posicionamento de 10 minutos de arco, conforme MITSUBISHI (19__) para um sistema rotativo de precisão;
- Repetibilidade da mesma ordem do erro de posicionamento;
- Transitório com tempo de assentamento da ordem de 200ms;
- Sobressinal máximo de 15%;

A metodologia utilizada para o projeto dos controladores PD e PID é a seguinte: (1) primeiramente, determina-se a função de transferência global do sistema em malha aberta, que inclui o modelo linear do MPAR e a equação do controlador utilizado; (2) com a função de transferência da malha aberta calculam-se os ganhos do controlador a partir da análise do lugar das raízes; (3) a resposta obtida é uma primeira aproximação, pois o modelo linear não considera os efeitos de saturação da válvula, zona morta da válvula e atrito; (4) os ganhos do controlador determinados através da análise pelo lugar das raízes são testados com ensaios realizados na bancada experimental; (5) as etapas (1) a (4) são repetidas algumas vezes, até

que se obtenha uma resposta otimizada ou se verifique que o controlador não é aplicável.

A estratégia de controle a ser utilizada deve levar em consideração os efeitos do atrito existente no redutor e, principalmente, no motor pneumático. A presença de atrito implica na necessidade de uma estratégia de controle que anule este fator. Como foi determinado no Capítulo 5, o sistema possui um integrador, que em princípio anula o erro de regime permanente. No entanto, será verificado, que este integrador não é suficiente.

A metodologia utilizada para o controlador com realimentação de estados é a seguinte: (1) primeiramente obtém-se o modelo do sistema segundo uma representação de espaço de estados; (2) introduz-se um integrador no sistema como sendo mais uma variável de estado; (3) projeta-se um regulador para os estados do sistema; (4) transforma-se o regulador em um servossistema modificando-se a equação do controlador; (5) o controlador é implementado e testado na bancada experimental.

6.2. Modelo Linear do Sistema MPAR-Válvula

O modelo linear elaborado para o sistema tem como entrada o valor de referência da abertura da válvula e como saída a posição angular do eixo de saída do MPAR. Um modelo do tipo ARMAX juntamente com o método de estimação dos mínimos quadrados, descrito em LJUNG (1985) é utilizado para a identificação do sistema. Este método é aplicado sobre os resultados experimentais de transitórios de partida do MPAR, onde se levanta as variáveis associadas ao modelo. As equações do modelo são obtidas a partir da linearização e posterior discretização das equações do modelo físico do sistema MPAR-Válvula, mais precisamente, as equações (5.6), (5.8) e (5.14), associadas à relação entre a posição angular do disco da válvula e a velocidade angular do eixo de saída do MPAR.

Neste modelo, a dinâmica da válvula não é considerada explicitamente. A dinâmica da válvula pode ser desprezada porque é muito mais rápida do que a dinâmica do MPAR, como foi visto no Capítulo 5. Além disso, o modelo do sistema, sem considerar a válvula é muito mais simples e fácil de ser tratado.

Considera-se um atraso de 3 intervalos de amostragem para o sistema, existente na relação entre o valor de referência da posição angular da válvula e as pressões de entrada e saída do motor pneumático. Observa-se que no modelo dinâmico do MPAR-Válvula do Capítulo 5, foi considerado um atraso equivalente a dois períodos de amostragem, que

corresponde ao tempo de transporte do ar entre a válvula e o motor. Neste modelo, é incluído no atraso, mais um período de amostragem, para considerar o atraso existente na válvula, conforme descrito no Capítulo 4.

Com estas premissas, as equações lineares em tempo discreto do modelo são dadas, respectivamente, por:

$$P_1(kT + T) = a_1 P_1(kT) + a_2 \Omega(kT) + b_1 \theta_{vref}(kT - 3T); \quad (6.1)$$

$$P_2(kT + T) = a_3 P_2(kT) + a_4 \Omega(kT) + b_2 \theta_{vref}(kT - 3T); \quad (6.2)$$

$$\Omega(kT + T) = a_5 \Omega(kT) + a_6 P_1(kT) + a_7 P_2(kT); \quad (6.3)$$

$$\theta(kT + T) = \theta(kT) + T \Omega(kT). \quad (6.4)$$

onde θ_{vref} é o valor de referência da posição angular da válvula e $a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, a_6, a_7, b_1$ e b_2 são parâmetros das equações a serem identificados. A tabela 6.1 apresenta os valores dos coeficientes das equações (6.1), (6.2) e (6.3) calculadas a partir do método mencionado anteriormente.

Tabela 6.1: Coeficientes do modelo linear em tempo discreto do sistema MPAR-Válvula.

Coeficiente	Valor
a_1	0,9053
a_2	$0,6661 \times 10^{-6}$
a_3	0,0532
a_4	$-0,2297 \times 10^{-5}$
a_5	0,9852
a_6	$-3,2293 \times 10^3$
a_7	$1,4409 \times 10^3$
b_1	$-0,2649 \times 10^{-3}$
b_2	$0,2513 \times 10^{-3}$

Os gráficos da figura 6.2 fornecem os resultados experimentais e os da simulação do modelo obtido com as equações (6.1), (6.2) e (6.3), para um transiente de partida. Foi utilizado um valor de referência para a abertura da válvula igual a $7,2^\circ$, que corresponde a uma abertura de 50% da abertura máxima. Como se verifica, o modelo linear aproxima bem o

resultado experimental para este transitório. Este modelo é utilizado no projeto dos controladores.

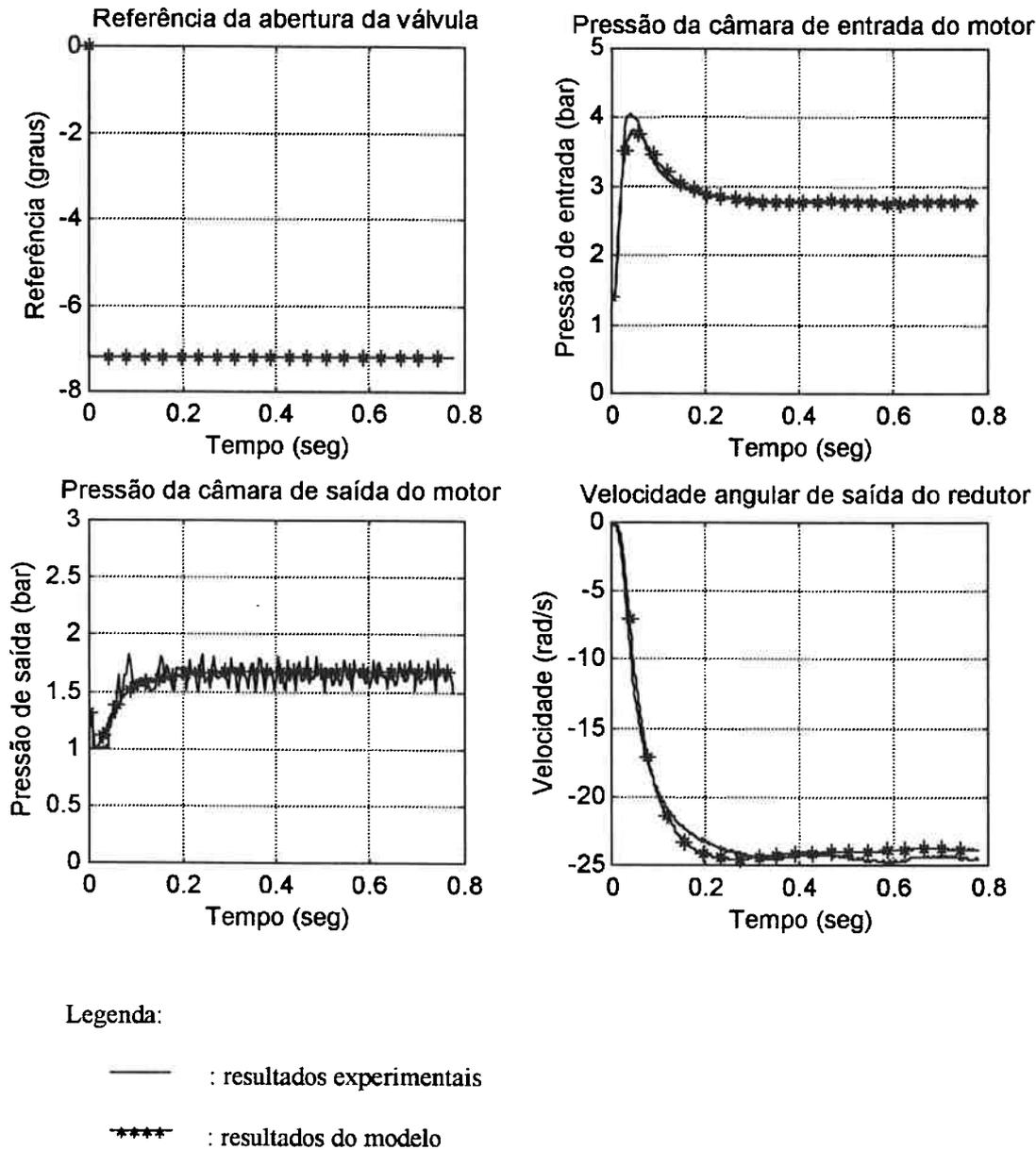


Figura 6.2: Resultados experimentais e de simulação do modelo do sistema MPAR-Válvula para um transiente de partida.

O modelo representado pelas equações (6.1), (6.2), (6.3) e (6.4) pode escrito na forma de equações de estados. Nestas equações, os estados são as pressões de entrada e saída do motor, P_1 e P_2 , a velocidade angular do eixo de saída do redutor, Ω , e a posição angular do eixo de saída, θ . Considera-se ainda como variáveis de estado os três atrasos presentes no

sistema, dados por x_1 , x_2 e x_3 . Deste modo, as equações de estado do sistema serão dadas por:

$$P_1(kT + T) = a_1 P_1(kT) + a_2 \Omega(kT) + b_1 x_1(kT); \quad (6.5)$$

$$P_2(kT + T) = a_3 P_2(kT) + a_4 \Omega(kT) + b_2 x_1(kT); \quad (6.6)$$

$$\Omega(kT + T) = a_5 \Omega(kT) + a_6 P_1(kT) + a_7 P_2(kT); \quad (6.7)$$

$$\theta(kT + T) = \theta(kT) + T \Omega(kT); \quad (6.8)$$

$$x_1(kT + T) = x_2(kT); \quad (6.9)$$

$$x_2(kT + T) = x_3(kT); \quad (6.10)$$

$$x_3(kT + T) = \theta_{vref}(kT). \quad (6.11)$$

Ressalta-se que $x_1(kT)$ é igual à entrada do sistema atrasada de três períodos de amostragem, ou seja, $\theta_{vref}(kT-3T)$. O tempo de amostragem, T , utilizado nos dados experimentais é igual a 1,95ms.

O sistema descrito pelas equações anteriores pode ser colocado na forma matricial, resultando no seguinte:

$$\begin{bmatrix} \theta(kT + T) \\ \Omega(kT + T) \\ P_1(kT + T) \\ P_2(kT + T) \\ x_1(kT + T) \\ x_2(kT + T) \\ x_3(kT + T) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & T & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & a_5 & a_6 & a_7 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & a_2 & a_1 & 0 & b_1 & 0 & 0 \\ 0 & a_4 & 0 & a_3 & b_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta(kT) \\ \Omega(kT) \\ P_1(kT) \\ P_2(kT) \\ x_1(kT) \\ x_2(kT) \\ x_3(kT) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \theta_{vref}(kT). \quad (6.12)$$

Observa-se que a ordem das variáveis de estado não segue a ordem de apresentação das equações fornecidas anteriormente. Como se deseja controlar a posição angular, a saída do sistema é representada pela seguinte equação matricial:

$$y(kT) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta(kT) \\ \Omega(kT) \\ P_1(kT) \\ P_2(kT) \\ x_1(kT) \\ x_2(kT) \\ x_3(kT) \end{bmatrix}. \quad (6.13)$$

Simplificadamente, as equações de estado e da saída do sistema são dadas por:

$$\bar{x}(kT + T) = \underline{A}\bar{x}(kT) + \underline{B}\theta_{vref}(kT), \quad (6.14)$$

$$y(kT) = \underline{C}\bar{x}(kT) + \underline{D}\theta_{vref}(kT). \quad (6.15)$$

onde, para o sistema em malha aberta, a matriz \underline{A} e o vetor \underline{B} são fornecidos na equação (6.12), \underline{D} é um vetor nulo e \underline{C} é o vetor da equação (6.13). Desta forma, obtém-se a representação dos espaços de estados para o sistema em malha aberta.

Para o projeto dos controladores convencionais, utiliza-se a função de transferência global do sistema, que relaciona a entrada e saída do modelo. Esta função é determinada através das equações da representação de espaços de estado, utilizando a seguinte relação:

$$G_T(z) = \frac{\Theta(z)}{\theta_{vref}(z)} = \underline{C}(zI - \underline{A})^{-1}\underline{B} + \underline{D}. \quad (6.16)$$

Realizando-se os cálculos da equação (6.16), obtém-se o seguinte:

$$G_T(z) = \frac{0,002381(z - 0,30659)}{z^7 - 2,9438z^6 + 2,9418z^5 - 1,0486z^4 + 0,050589z^3}. \quad (6.17)$$

Os pólos desta função de transferência estão localizados no plano z em 0, 0, 0, 0,0568, $0,94349 \pm 0,02648i$ e 1. Observa-se a presença dos três pólos em z igual a zero representando os três atrasos existentes no sistema, entre a posição de referência da válvula e as pressões de entrada e saída do MPAR. O zero do sistema está localizado no plano z em 0,30659.

Uma vez determinado o modelo linear do sistema MPAR-Válvula, realizam-se os projetos dos controladores.

6.3. Controlador PD (*Proporcional-Derivativo*)

O controlador tipo PD é projetado conforme as considerações gerais descritas anteriormente. Assim, a função de transferência do controlador é associada à função de transferência do modelo linear, para compor a função de transferência de malha aberta.

O controlador PD é dado pela seguinte função de transferência:

$$G_c(z) = \frac{k(z - a)}{z - p}. \quad (6.18)$$

Como visto, os pólos dominantes da função de transferência (6.17) estão localizados em 1 e $0,94349 \pm 0,02648i$ e o zero da função de transferência está localizado em $0,30659$. Assim, analisando-se as especificações de desempenho desejadas, o zero do controlador é posicionado em $0,88$ e o pólo em $-0,1$. Com estes valores definidos elabora-se o lugar das raízes apresentado na figura 6.3. Nesta figura, os pólos do sistema em malha aberta estão indicados com o sinal “x”, os zeros do sistema com o sinal “o” e os pólos do sistema em malha fechada com o sinal “+”.

A figura 6.4 apresenta uma ampliação do lugar das raízes da figura 6.3, na região dos pólos dominantes. Para os pólos de malha fechada escolhidos, o ganho proporcional, k , é igual a $0,80$. Observa-se que para ganhos maiores do que $1,3$ o sistema se torna instável.

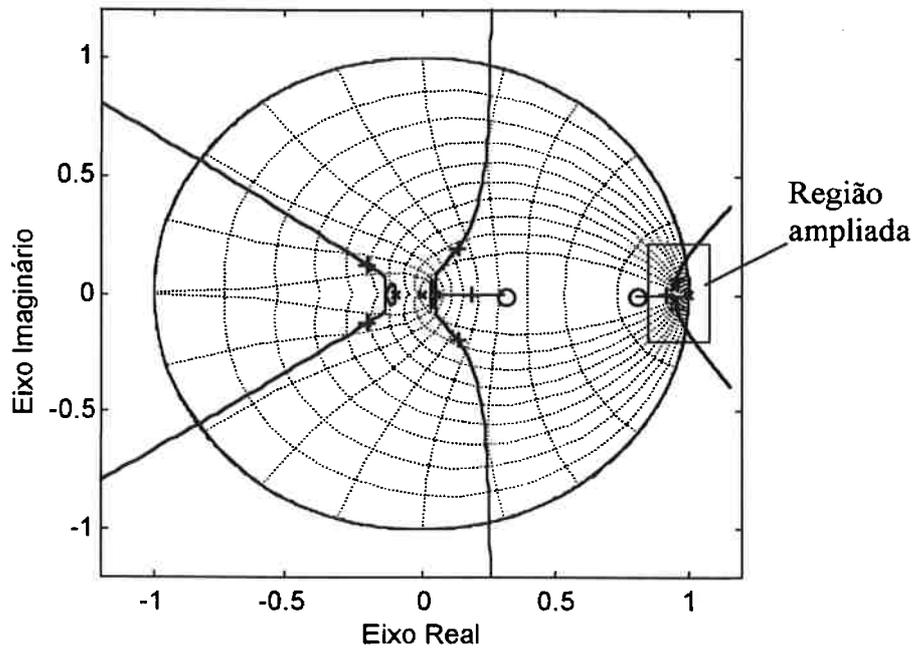


Figura 6.3: Lugar das raízes para o controlador PD. O símbolo “o” representa os zeros da malha aberta, o símbolo “x” os pólos da malha aberta e o símbolo “+” os pólos da malha fechada.

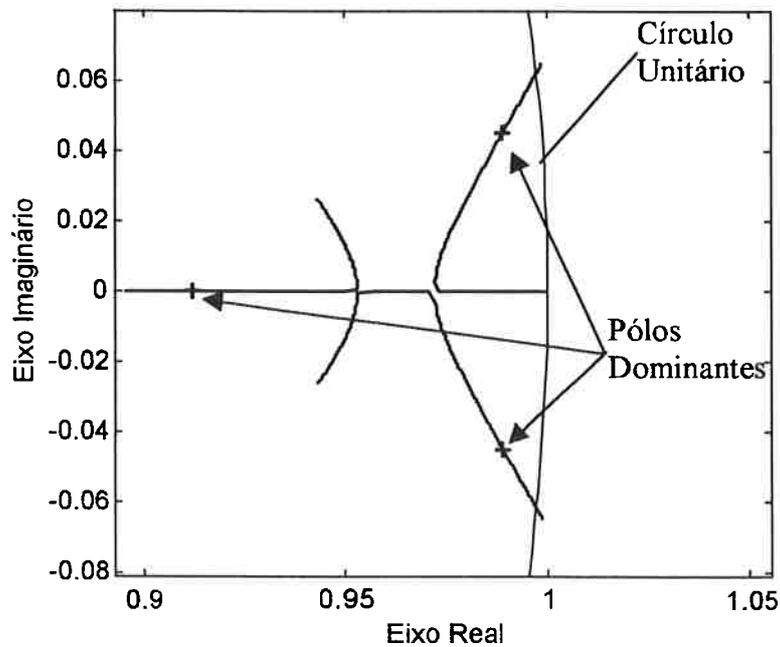


Figura 6.4: Lugar das raízes para o controlador PD, ampliado na região dos pólos dominantes.

Uma vez obtida a função de transferência do controlador no domínio da

transformada Z, determina-se a equação de diferenças associada, para implementação no microcomputador. A figura 6.5 ilustra um transiente de posicionamento do eixo de saída do redutor, para uma entrada na forma de degrau aplicada sobre a referência da posição angular do MPAR de 25° de amplitude.

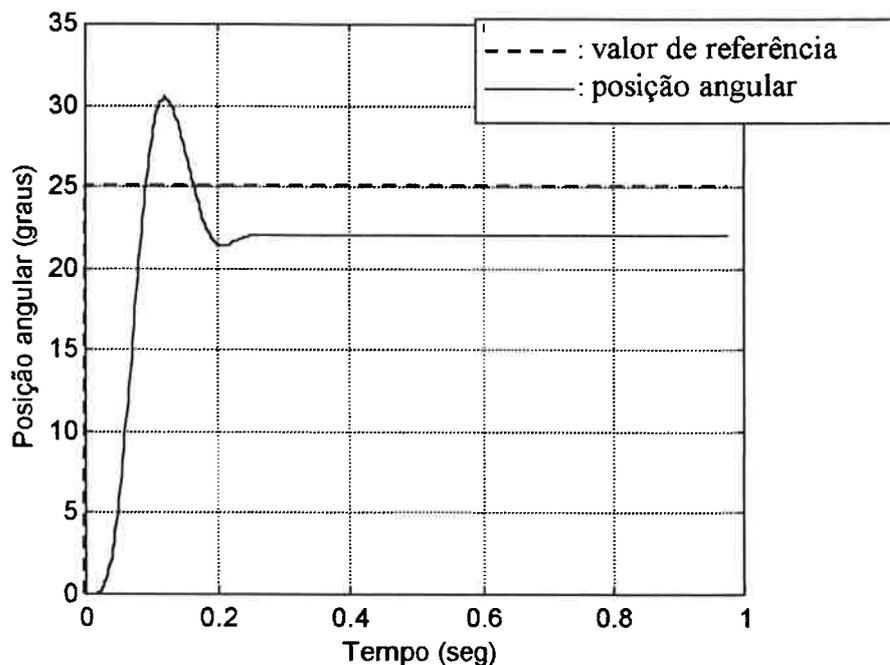


Figura 6.5: Transiente de posicionamento do sistema MPAR-Válvula para o controlador PD, para um valor de referência de 25°.

O sistema em malha fechada possui uma resposta com tempo de assentamento da ordem de 250mseg, sobressinal de 24% e erro de posicionamento da ordem de 2,2°. O erro de posicionamento é muito maior do que foi estabelecido nas especificações de desempenho. Obviamente, o comportamento do sistema em malha fechada não corresponde às posições dos pólos definidos no lugar das raízes das figuras 6.3 e 6.4. Isto ocorre em razão dos seguintes fatos:

- O atrito estático no MPAR é elevado e impede que o sistema entre em regime na posição desejada, mesmo com a presença do integrador natural do sistema;
- O sistema linear utilizado no projeto do controlador não consegue representar as não-linearidades existentes no MPAR;
- O sistema MPAR-Válvula apresenta uma zona morta, dentro da qual, mesmo a válvula estando ligeiramente aberta, o MPAR não se movimenta..

O atrito não pode ser reduzido e nem alterado. No entanto, a zona morta pode ser considerada no controlador PD, de forma a impedir que a válvula opere nesta região. Assim, modifica-se o controlador, introduzindo-se um comando que impede que a válvula opere dentro da região da zona morta. A figura 6.6 ilustra uma resposta experimental típica do controlador PD modificado, chamado de controlador PD com compensação de zona morta.

Neste caso, o erro de posicionamento é da ordem de 20 minutos de arco, o sobressinal está adequado, mas o sistema apresenta um comportamento oscilatório e o tempo de assentamento aumentou significativamente, estando em torno de 400mseg. Assim, o controlador não segue as especificações de desempenho.

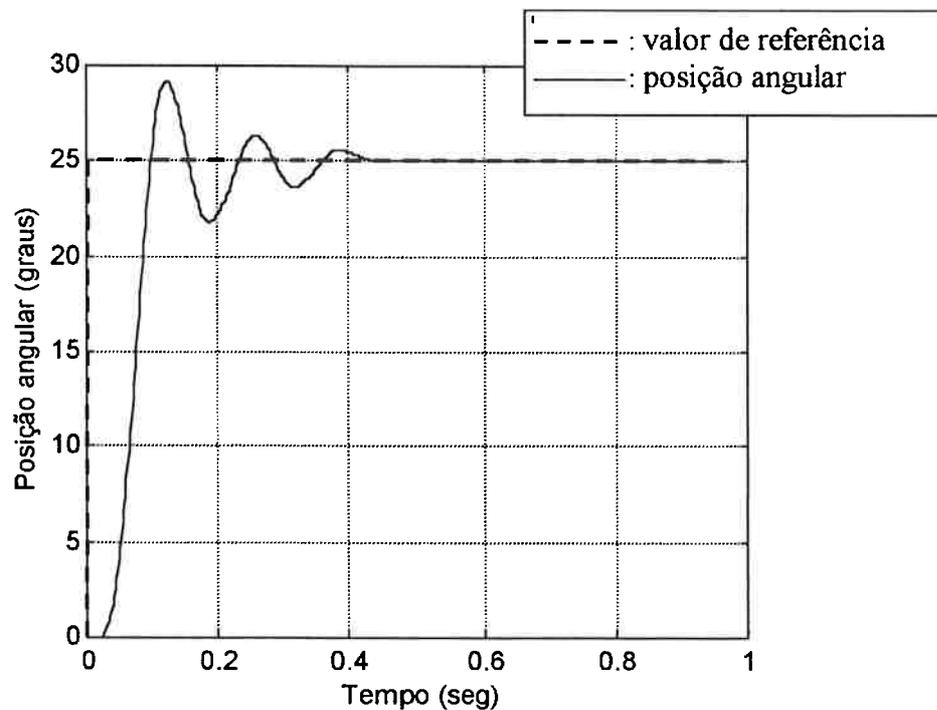


Figura 6.6: Transiente de posicionamento do sistema MPAR-Válvula para o controlador PD com compensação da zona morta, para um valor de referência de 25°.

6.4. Controlador PID

Na tentativa de reduzir o erro de posicionamento utiliza-se um controlador tipo PID. Este controlador é representado pela seguinte função de transferência:

$$G_c(z) = \frac{k(z-a)(z-b)}{(z-p)(z-1)} \quad (6.19)$$

onde a e b são os zeros do controlador, p é o pólo associado à parte derivativa e k é o ganho proporcional. Da mesma forma que foi realizada para o controlador PD, determinam-se os pólos e os zeros do controlador, para que o sistema em malha fechada apresente uma resposta dentro das especificações de desempenho. Posteriormente, elabora-se o lugar das raízes do sistema e determina-se o ganho proporcional. Assim, os zeros do controlador são posicionados em 0,985 e 0,863 e os pólos em $-0,1$ e em $+1$. O lugar das raízes para o sistema associado ao controlador PID é apresentado na figura 6.7. Novamente, os pólos do sistema em malha aberta são indicados com o sinal “x”, os zeros com o sinal “o” e os pólos de malha fechada com o sinal “+”.

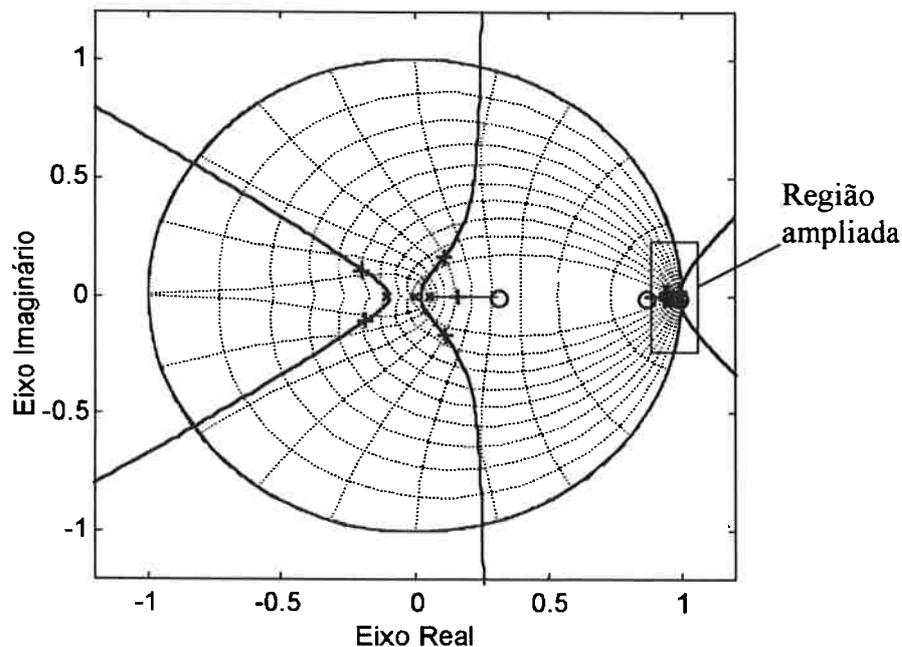


Figura 6.7: Lugar das raízes para o controlador PID. O símbolo “o” representa os zeros da malha aberta, o símbolo “x” os pólos da malha aberta e o símbolo “+” os pólos da malha fechada.

A figura 6.8 apresenta uma ampliação do lugar das raízes da figura 6.7, na região próxima do círculo unitário, em $+1$ (região dos pólos dominantes). Para os pólos de malha fechada escolhidos, o ganho do controlador, k , é igual a 0,22. Observa-se que neste caso a região de estabilidade do controlador é menor do que para o caso do controlador PD.

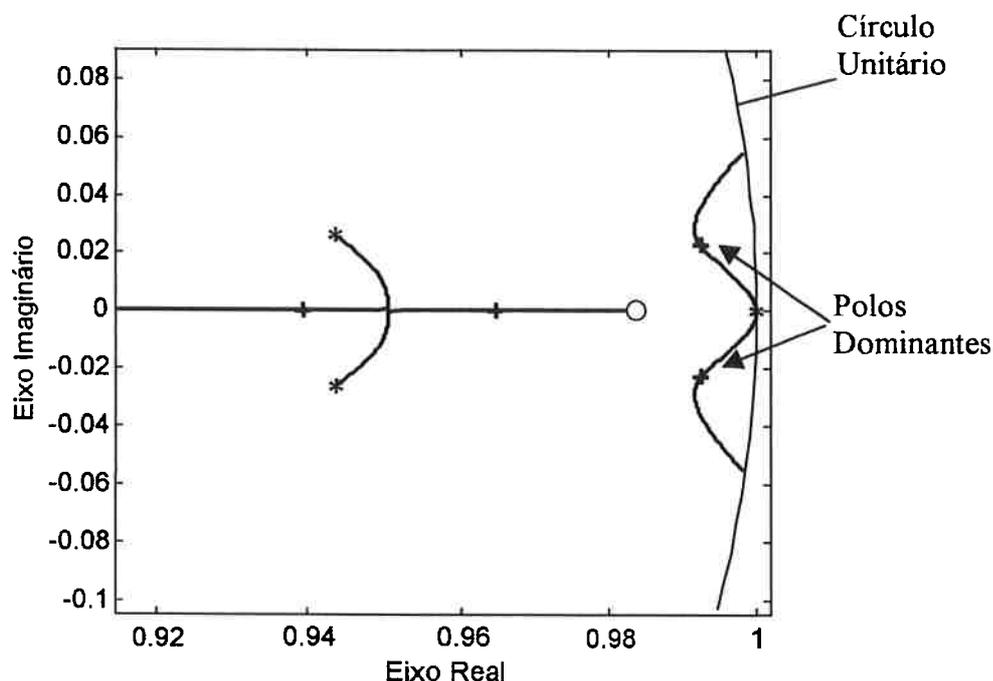


Figura 6.8: Lugar das raízes para o controlador PID, ampliado na região dos pólos dominantes.

A implementação do controlador é feita com a equação de diferenças associada à função de transferência, considerando-se a compensação da zona morta da válvula. A compensação da zona morta foi introduzida neste controlador para torná-lo mais rápido, pois a eliminação do erro causado pelo atrito estático é feita pela parte integral do controlador de maneira muito lenta. O controlador é testado na bancada experimental com um transitório na forma de um degrau de posicionamento com amplitude de 25° . A figura 6.9 apresenta uma resposta típica do MPAR com o controlador PID.

O erro de posicionamento neste caso é baixo, cerca de 30 minutos de arco, mas o sistema apresenta um alto sobressinal, da ordem de 60% e um tempo de assentamento muito grande, cerca de 0,55s. Assim, este controlador não obedece as especificações desejadas.

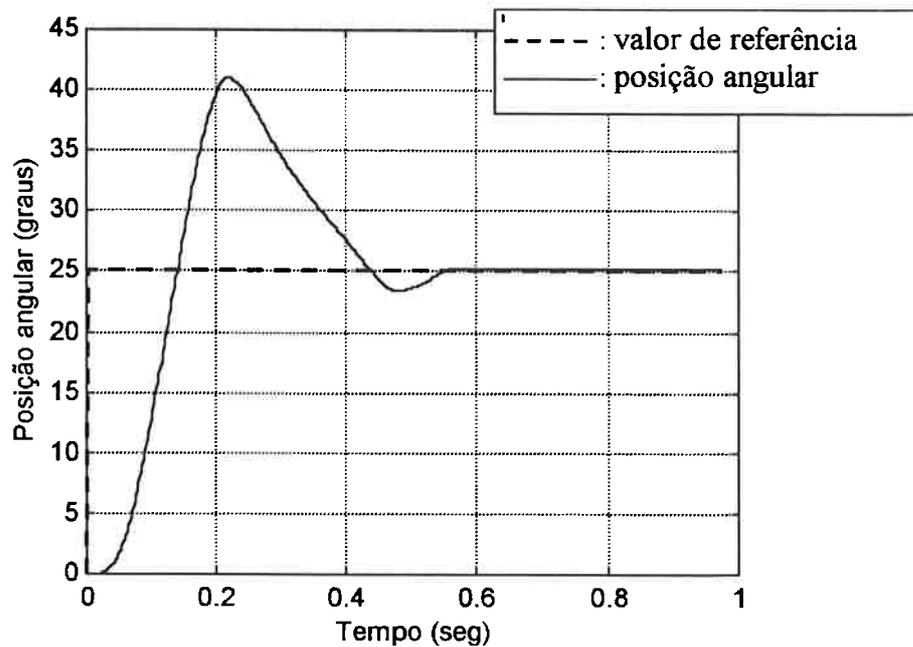


Figura 6.9: Transiente de posicionamento do sistema MPAR-Válvula para o controlador PID, para um valor de referência de 25° .

6.5. Projeto do controlador por realimentação de estados

Como visto, os controladores PD e PID não fornecem uma resposta dentro das especificações de desempenho desejadas. As respostas destes controladores não são adequadas devido à existência do atrito estático e ao fato do sistema ser altamente não-linear, conforme as conclusões obtidas na análise do modelo do sistema MPAR-Válvula, apresentadas no Capítulo 5. Assim, optou-se por avaliar uma outra técnica de controle, no caso, a técnica de controle baseada na realimentação dos estados. Este tipo de controlador pode fornecer melhores resultados, pois consegue perceber a relação dinâmica entre as diversas variáveis do sistema.

O projeto de um controlador no espaço de estados conforme descrito em OGATA (1987), consta das seguintes etapas:

- Determinação da representação de estados para o sistema em malha aberta;
- Introdução de um integrador na malha aberta, com o objetivo de reduzir o erro de regime permanente. Este integrador faz parte do controlador do sistema;
- Projeto de um regulador com realimentação dos estados. No caso, a técnica utilizada para este projeto é a alocação de pólos, que é a técnica mais simples de

projeto de controladores no espaço de estados;

- Transformação do regulador em um servossistema, com a introdução da referência do sistema, isto é, a posição angular de referência para o eixo de saída do redutor. Este valor é comparado com a saída do sistema e a diferença, o erro, é aplicado ao controlador do sistema.

A primeira etapa deste procedimento já foi realizada no item 6.2, quando da representação do modelo linear no espaço de estados, dada pelas equações (6.12) e (6.13). Um integrador é introduzido no sistema, na forma de mais um estado associado à saída do sistema da seguinte forma:

$$i(kT + T) = i(kT) + y(kT) = i(kT) + \theta(kT), \quad (6.20)$$

onde $i(kT)$ é o estado do integrador. Este integrador é introduzido na equação matricial para obter a representação do sistema em malha aberta utilizada para cálculo dos ganhos do controlador. O sistema com o integrador é representado pela seguinte equação matricial:

$$\begin{bmatrix} \theta(kT + T) \\ \Omega(kT + T) \\ P_1(kT + T) \\ P_2(kT + T) \\ x_1(kT + T) \\ x_2(kT + T) \\ x_3(kT + T) \\ i(kT + T) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & T & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & a_5 & a_6 & a_7 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & a_2 & a_1 & 0 & b_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & a_4 & 0 & a_3 & b_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta(kT) \\ \Omega(kT) \\ P_1(kT) \\ P_2(kT) \\ x_1(kT) \\ x_2(kT) \\ x_3(kT) \\ i(kT) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix} \theta_{Vref}(kT). \quad (6.21)$$

Simplificadamente, as equações de estado e da saída do sistema com o integrador podem ser escritas da seguinte forma:

$$\bar{x}_a(kT + T) = \underline{A}_a \bar{x}_a(kT) + \underline{B}_a \theta_{Vref}(kT), \quad (6.22)$$

$$y(kT) = \underline{C}_a \bar{x}_a(kT) + \underline{D}_a \theta_{Vref}(kT), \quad (6.23)$$

onde, a matriz \underline{A}_a e o vetor \underline{B}_a são fornecidos na equação (6.21), \underline{D}_a é um vetor nulo e o vetor \underline{C}_a é dado por:

$$\underline{C}_a = [1 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0] \quad (6.24)$$

Um controlador no espaço de estados é descrito pela seguinte expressão:

$$\theta_{vref}(kT) = -\underline{K}\bar{x}_a(kT), \quad (6.25)$$

onde \underline{K} é uma matriz de ganhos, cujos elementos estão associados a cada um dos estados.

Substituindo-se a equação (6.25) em (6.22), obtém-se a equação do sistema em malha fechada, dada por:

$$\bar{x}_a(kT + T) = \underline{A}_{CL}\bar{x}_a(kT), \quad (6.26)$$

onde \underline{A}_{CL} é a matriz de estados da malha fechada, dada por:

$$\underline{A}_{CL} = (\underline{A}_a - \underline{B}_a\underline{K}). \quad (6.27)$$

O sistema em malha fechada descrito pela equação (6.37) é um regulador, já que não possui uma entrada. Em um regulador, o propósito de controle é manter o sistema em uma mesma condição de equilíbrio. Projetar o regulador é, na verdade, determinar o vetor de ganhos \underline{K} . Como se verifica, os pólos do regulador são os autovalores da matriz \underline{A}_{CL} . Assim, impondo-se valores para os pólos do regulador determina-se a matriz de ganhos \underline{K} . Tal processo é conhecido como alocação de pólos, pois reposiciona os pólos do sistema para que o sistema em malha fechada apresente a resposta desejável. Este procedimento está descrito com maiores detalhes em OGATA (1987).

Os pólos da malha aberta do sistema estão posicionados no plano z em:

$$p_{ma} = [1 \quad 0.0568 \quad 0.943 + 0.026i \quad 0.943 - 0.026i \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 1]. \quad (6.28)$$

Como se observa, os pólos dominantes de malha aberta são elementos integradores. Define-se, então, para os pólos da malha fechada no plano z os seguintes valores:

$$p = [0.965 \quad 0.955 \quad 0.86 + 0.01i \quad 0.86 - 0.01i \quad 0.15 \quad 0.05 \quad 0.10 \quad 0.96]. \quad (6.29)$$

Como pode se observar, os valores dos pólos da malha fechada estão relativamente próximos dos pólos da malha aberta. Do ponto de vista de controle no domínio de tempo discreto, deseja-se afastar os pólos do círculo unitário. Com isto, obtém-se um sistema com resposta mais rápida. No entanto, se os pólos forem posicionados muito longe dos pólos de malha aberta, os valores dos ganhos serão elevados podendo ocorrer saturação da entrada ou

excitação de altas frequências do sistema não modeladas. Assim, o sistema não irá responder de forma adequada. Dessa forma, existe um compromisso no posicionamento dos pólos para que a escolha dos mesmos forneça uma resposta do sistema de posicionamento de acordo com as especificações de desempenho propostas.

Com o valor dos pólos desejados para o regulador e o procedimento descrito anteriormente, calcula-se a matriz de ganhos \underline{K} , cujos valores são apresentados na tabela 6.2, dada a seguir.

Tabela 6.2: Valores da matriz de ganhos da alocação de pólos proposta.

Coefficiente	Valor
K_1	22214,78
K_2	804,33
K_3	232,71
K_4	-212,74
K_5	0,085
K_6	0,1106
K_7	-0,1793
K_8	259,07

Observa-se que os ganhos obtidos foram calculados a partir do escalamento dos parâmetros do modelo linear. O controlador também escala o valor das variáveis de estado e, desta forma, consegue-se uma maior precisão na implementação.

O próximo passo do projeto é obter um servossistema a partir do regulador. Este servossistema é composto pelo sistema em malha aberta e pelo controlador, onde se realimenta a posição angular, comparando-a com um valor de referência. Assim, a equação dos estado do servossistema é dada por:

$$\vec{x}_a(kT + T) = \underline{A}_{CL} \vec{x}_a(kT) + \underline{B}_S \theta_{ref}(kT), \tag{6.30}$$

onde \underline{B}_S é o vetor associado à entrada da referência da posição angular do eixo de saída do redutor, $\theta_{ref}(kT)$. O vetor \underline{B}_S é igual a:

$$\underline{B}_S = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ K_1 \ -1]^T. \tag{6.31}$$

O controlador é composto pela equação do integrador, porém aplicado não mais sobre $\theta(kT)$ mas sobre a diferença entre $\theta_{ref}(kT)$ e este valor, isto é, o erro. A equação do controlador com realimentação dos estados é dada da seguinte forma:

$$\theta_{vref}(kT) = K_1[\theta_{ref}(kT) - \theta(kT)] - K_2\Omega(kT) - K_3P_1(kT) - K_4P_2(kT) - K_5x_1(kT) - K_6x_2(kT) - K_7x_3(kT) - K_8i(kT) \quad (6.32)$$

e

$$i(kT + T) = i(kT) - \theta_{ref}(kT) + \theta(kT) \quad (6.33)$$

As equações (6.32) e (6.33) são implementadas em um microcomputador e o controlador é testado. A figura 6.10 apresenta um resultado típico de um transitório de posicionamento do eixo de saída do redutor, para um degrau no valor de referência de 0° para 25° . Verifica-se que o sistema em malha fechada tem um erro de posicionamento da ordem de 2 a 5 minutos de arco, sobressinal de 30% e tempo de assentamento de 300ms. Como nos demais casos o tempo de assentamento e o sobressinal estão acima das especificações de desempenho, embora o erro de posicionamento seja adequado às especificações de precisão.

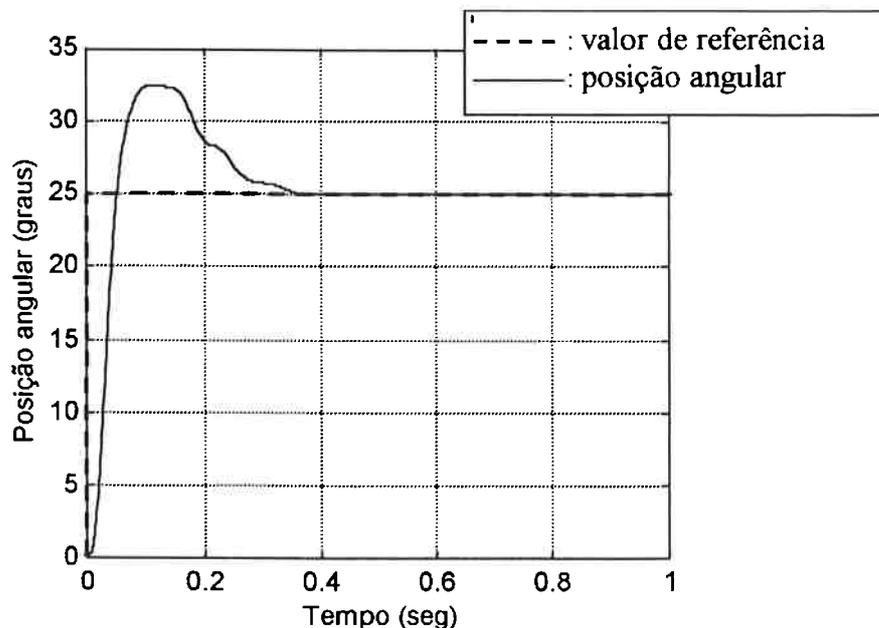


Figura 6.10: Transitório de posicionamento do sistema MPAR-Válvula para o controlador de espaço de estados, para um valor de referência de 25° .

6.6. Resultados Finais

Foram examinadas três técnicas de controle e nenhuma satisfez por completo, as especificações de desempenho desejadas. No entanto, a que apresentou melhores resultados foi a técnica de realimentação de estados, pois foi a única na qual o erro de regime permanente ficou dentro do valor especificado e tempo de assentamento e sobressinal são da mesma ordem de grandeza das demais técnicas.

Ressalta-se que este trabalho, no que se refere ao projeto de controlador, buscou soluções tradicionais, sem testar técnicas mais elaboradas como o controlador LQG, o controlador adaptativo e outras.

Capítulo 7

Conclusões

Neste capítulo são apresentadas as principais conclusões obtidas com a realização deste trabalho. Algumas sugestões para a continuação desta pesquisa são apresentadas no item trabalhos futuros.

7.1. Introdução

O objetivo principal deste trabalho foi elaborar um sistema de posicionamento pneumático rotativo que tivesse características de precisão e desempenho para uso em sistemas robóticos e máquinas CNC. Para atingir este objetivo foram realizados diversos estudos e análises.

Inicialmente, foram utilizados no sistema de posicionamento redutores comerciais com relação de redução de 1:100. Assim, testou-se um redutor harmônico tipo copo, HARMONIC (1988), e um redutor cicloidal, DOJEN (1989). Tais redutores foram descartados em função de excesso de vibração no caso do redutor harmônico, e de elevado atrito no caso do redutor cicloidal. Um redutor a tração composto com relação de redução de 1:100, desenvolvido por CISNEROS (1996) foi testado, mas se mostrou inadequado em função do excesso de vibração inviabilizando seu uso no sistema de posicionamento. Além disto, a fabricação deste redutor era muito complexa em função das tolerâncias estreitas. Em função destes fatos, propôs-se um novo redutor a tração, com características de fabricação menos complexas, no que diz respeito às tolerâncias. Este primeiro protótipo foi dimensionado, fabricado e testado, para ser, então, utilizado no sistema de posicionamento.

A válvula proporcional utilizada no sistema de posicionamento foi resultado de uma série de aperfeiçoamentos realizados ao longo do seu estudo. Este estudo, foi iniciado em GOUVEIA (1996), que apresentou um primeiro protótipo da válvula pneumática rotativa. Este protótipo possuía alguns inconvenientes, tais como, tamanho e peso elevados implicando em um

atrito estático e inércia elevados. Nas suas conclusões foram feitas sugestões para a modificação da válvula, com o objetivo de melhorar o seu funcionamento. Com isto foi feito um segundo protótipo, que ainda apresentou alguns problemas, como por exemplo, mau posicionamento das buchas, forças de desbalanço no disco, vazamento grande e atrito estático elevado. Um terceiro protótipo foi proposto, onde se teve uma maior preocupação no projeto mecânico, de forma a minimizar os vazamentos e forças de atrito existentes na válvula. Além do dimensionamento deste terceiro protótipo, seu comportamento dinâmico e em regime permanente foi analisado para finalmente ser proposto o sistema de controle da abertura de seus orifícios.

Um estudo do comportamento dinâmico e em regime permanente do sistema de posicionamento pneumático foi realizado. Nesta etapa, avaliou-se o funcionamento do sistema com estes novos componentes, determinando-se as características dinâmicas como tempo de resposta, a influência da inércia do sistema sobre a resposta transitória, atrasos e características de não-linearidades como o atrito estático, o efeito de compressibilidade do ar, a saturação da saída do controlador da válvula e a zona morta existente no sistema (devido ao atrito estático). Em seguida, foi realizada uma avaliação do comportamento em regime permanente do MPAR associado à válvula, verificando o aumento do desempenho do sistema em função das características da válvula.

A partir das características do sistema levantadas no estudo anterior, foi proposto o controle para o sistema de posicionamento. Inicialmente, definiu-se a estratégia de controle, no caso, um sistema de controle em cascata conforme ilustrado na figura 7.1.

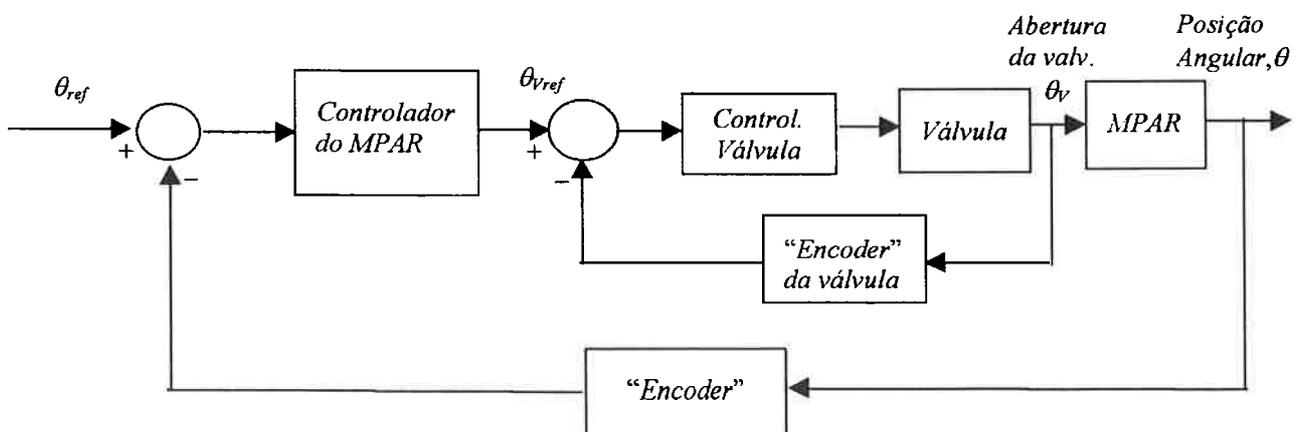


Figura 7.1: Diagrama de blocos do sistema controle do MPAR-Válvula.

Esta estratégia foi implementada em um microcomputador, onde tanto o controlador do MPAR como o controlador da válvula fazem parte do mesmo algoritmo. O controlador utilizado para regular abertura dos orifícios da válvula foi um controlador PD (Proporcional-Derivativo). Para o MPAR foram testados quatro tipos de controladores, um PD (proporcional-Derivativo), um PD com compensação de zona morta, um PID (Proporcional-Integral-Derivativo) com compensação da zona morta e um controle por realimentação de estados. O projeto do controlador da válvula foi baseado no modelo matemático da dinâmica da válvula e o projeto do controlador do MPAR foi baseado no modelo matemático da dinâmica do MPAR associado à válvula. Para os controladores PD e PID o projeto foi realizado através de critérios de desempenho especificados para uma resposta temporal do sistema em malha fechada, supondo uma entrada do tipo degrau. Para determinação dos ganhos, pólos e zeros destes controladores utilizou-se o método do lugar das raízes, que a partir da escolha dos pólos e zeros, forneceu o ganho do controlador para as condições de projeto impostas. O projeto do controlador por realimentação de estados foi feito com base na alocação dos pólos da malha fechada. Neste caso, a escolha da posição dos pólos determinou as características de resposta do sistema.

7.2. Conclusões

As principais conclusões obtidas ao longo deste trabalho se referem ao sistema de posicionamento pneumático rotativo e aos seus componentes, de acordo com o que foi realizado ao longo de todas as etapas mencionadas na introdução deste capítulo.

Redutor

O redutor a tração utilizado no sistema de posicionamento possui uma relação de redução de cerca de 1:10, não sendo a relação mais adequada para satisfazer o requisito de rigidez desejado. Para o sistema apresentar um nível de rigidez adequado seria necessária uma relação de redução mínima em torno de 30. Como este foi o primeiro protótipo e a idéia era viabilizar o seu uso no sistema de posicionamento, foi feito um redutor mais simples, de apenas um estágio.

O redutor a tração não apresentou folga, tendo um torque máximo de 26,3Nm, possuindo um pequeno erro de transmissão, da ordem de 0,9 minutos de arco e uma baixa flutuação de velocidade, da ordem de 1,5%. Com estas características, este redutor pode ser

classificado, segundo MITSUBSHI (19__), como um redutor de precisão. Contudo, este redutor pode ser aperfeiçoado podendo chegar a atingir características de um redutor de ultra-precisão. Para que isto ocorra é necessário melhorar a qualidade de usinagem dos seus componentes, buscando uma melhor tolerância no processo de fabricação. Além disto, algumas alterações no projeto do redutor devem ser feitas, tais como:

- O eixo de entrada do redutor deve ser fixado por rolamentos ao invés de fixá-lo ao eixo do motor;
- O sistema de pré-carga do redutor pode ser feito internamente, com uma flange menor fixada na parte interna do redutor. Deste modo, a flange irá comprimir um anel mais fino e de comprimento igual ao dos planetas, ao invés da compressão atual do anel externo, que é na verdade a carcaça do redutor. Deste modo, o problema de fabricação das peças de alta precisão fica mais simples, reduzido à fabricação de anéis precisos. Inclusive existem anéis comerciais aplicáveis a rolamentos que podem ser utilizados para este fim;
- O redutor deve possuir dois estágios de redução, a fim de atingir a relação desejada para a aplicação no sistema MPAR;
- O sistema de pré-carga deve ser melhor estudado, a fim de determinar a relação entre o aperto da flange e a força normal aplicada sobre os planetas. Com isto, o redutor pode ser melhor dimensionado, pois uma vez conhecida esta relação, pode-se determinar o ponto ótimo da pré-carga.

Válvula Pneumática

Do ponto de vista do sistema de posicionamento, a válvula em malha fechada agindo como atuador do MPAR apresentou as seguintes características:

- uma resposta adequada em quase toda sua faixa de abertura, exceto próximo da sua abertura máxima, onde o orifício de escape apresentou saturação da vazão. Quando totalmente fechada, a válvula apresentou um pequeno vazamento, da ordem de 1% da vazão máxima.
- uma dinâmica adequada que pode ser caracterizada pelos seguintes parâmetros de sua resposta temporal: (1) tempo de subida da ordem de 15ms; (2) tempo de assentamento da ordem de 40ms; (3) sobressinal menor que de 10%; e (4) atraso de um período de

amostragem, no caso, 1,95ms;

- quanto ao erro de posicionamento, a válvula apresentou um erro de regime, sem considerar a folga do redutor, de 2 minutos de arco, que é satisfatório para a sua aplicação no controle da vazão de ar para o MPAR.

Ressalta-se que embora tenha sido apresentado apenas um transitório de posicionamento da válvula, as características de dinâmica e de regime são válidas para toda faixa de operação da válvula, exceto para valores de posicionamento abaixo de 4 minutos de arco, onde a válvula não responde adequadamente, em função do atrito estático existente. No entanto, como se verificou durante a fase de controle do sistema de posicionamento pneumático, a malha fechada deve possuir um mecanismo de compensação de zona morta, que acaba impedindo que a válvula opere nesta faixa.

Tais características permitiram o seu uso no sistema de posicionamento pneumático. No entanto, ainda existem modificações que podem ser feitas de forma a melhorar ainda mais o funcionamento da válvula, tais como:

- uso de um redutor de transmissão por cabo, mais simples e sem folgas;
- acionamento com circuito acionador do tipo linear com a possibilidade de operar com um sinal do tipo “dither”. Na configuração atual, o circuito acionador é do tipo “PWM”, que não permite o uso do “dither”. Este sinal de alta frequência tem como objetivo reduzir o efeito do atrito estático da válvula;
- um controle do tipo analógico pode ser implementado na válvula, inclusive com alteração da estratégia de controle, por exemplo, um controle de velocidade da abertura da válvula e não da posição. Isto somente será possível se forem introduzidas barreiras físicas para limitar a abertura máxima da válvula. O circuito analógico pode reduzir um pouco o tempo de resposta do sistema e diminuir o tempo de processamento do sistema de controle digital, permitindo o uso de técnicas de controle mais complexas para o sistema de posicionamento.

Sistema de Posicionamento Pneumático Rotativo

O sistema de posicionamento, do ponto de vista de controle, apresentou um tempo de assentamento e sobressinal elevados. A primeira característica se justifica em função do tamanho do motor pneumático, que confere ao mesmo uma alta potência e principalmente, uma elevada

inércia. Outro fato que prejudicou o funcionamento do sistema de posicionamento foi o atrito que o motor pneumático apresenta, que é altamente não-linear, o que prejudicou bastante a ação dos controladores.

O modelo matemático do sistema MPAR-Válvula permitiu um melhor conhecimento do sistema físico, fornecendo subsídios para o desenvolvimento do sistema de controle do posicionamento. Por exemplo, determinou-se que o efeito de compressibilidade do ar, expresso em termos de duas equações diferenciais não-lineares, e do atrito estático existente no motor pneumático tornam o sistema bastante não-linear, a ponto de não ser adequadamente controlado com técnicas convencionais. Este fato justifica os resultados insatisfatórios obtidos com os controladores PD e PID. No entanto, por serem técnicas de controle simples, porém robustas, tais controladores foram implementados e testados. Inclusive foram implementados com uma compensação da zona morta existente no MPAR, justamente para tentar eliminar o efeito do atrito estático.

Outro resultado importante, obtido com o modelo em regime permanente do sistema MPAR-Válvula foi a comprovação teórico-experimental do aumento de desempenho do sistema em função da área do orifício de escape ser maior do que a do orifício de pressão. Esta comprovação abre caminho para novos estudos da configuração desta válvula, pois as válvulas comerciais existentes não permitem tal característica.

Mais especificamente sobre o controlador, a técnica de controle que apresentou a melhor resposta foi a da realimentação de estados, pois foi a que forneceu o menor erro de posicionamento. Porém, trata-se de uma forma de controle bastante complexa, pois necessita do uso de sensores para medir as pressões, que são estados do sistema. Qualquer estratégia de controle baseada no espaço dos estados, necessitará da informação destes sinais. Uma alternativa é estimar os valores de pressão com base em um modelo de referência ou com um filtro de Kalman. De qualquer forma, o sistema de controle será ainda complexo.

Este trabalho apresentou uma série de resultados importantes sobre o sistema de posicionamento pneumático rotativo. Conclui-se que o objetivo principal do trabalho foi atingido, uma vez que o sistema desenvolvido apresentou uma precisão de posicionamento da ordem de 5 minutos de arco, que permite o seu uso em braços manipuladores. Quanto à rigidez necessária, ela pode ser facilmente aumentada, bastando modificar o redutor a tração, elaborando um redutor

de dois estágios e portanto, de maior relação de redução.

Quanto às características dinâmicas do sistema em malha fechada não atingidas neste trabalho, ressalta-se que novas estratégias de controle devem ser testadas para tentar diminuir o sobressinal e o tempo de assentamento. Contudo, ressalta-se que se fosse utilizado um motor pneumático de menor potência, o tempo de resposta certamente seria adequado. Portanto, o tamanho do motor pneumático e conseqüentemente o seu alto atrito estático contribuíram fortemente para uma resposta dinâmica inadequada.

7.3. Propostas para trabalhos futuros

Em face às conclusões anteriores, propõe-se para o redutor a tração os seguintes trabalhos futuros:

- Um novo redutor com relação de redução em torno de 30, com o uso de mais um estágio e com as mudanças sugeridas na seção anterior;
- Estudo teórico/experimental do sistema de pré-carga, para determinação da relação entre a força-normal aplicada nos elementos rolantes e o aperto da flange;
- Viabilização do redutor para seu uso comercial, com testes de desgaste e de deformação permanente levantados segundo critérios exigidos para aplicação comercial.

Sobre a válvula pneumática proporcional, sugere-se como trabalhos futuros:

- Um novo redutor por cabo e um novo circuito acionador”, do tipo analógico;
- Viabilização da válvula para seu uso comercial, com redução dos vazamentos e do atrito e melhorias no seu atuador, citadas na proposta do trabalho anterior.

Sobre o sistema de posicionamento pneumático rotativo, sugerem-se os seguintes trabalhos futuros:

- Com relação ao MPAR, atualmente utiliza-se um sistema onde o motor e redutor são dois elementos independentes, acoplados por seus eixos. Uma proposta de trabalhos futuros para o MPAR é unir redutor e motor em um único bloco. Por exemplo, um

reductor planetário pode ser acoplado a um motor pneumático numa forma extremamente conveniente e compacta. Para isto é necessária a inversão das funções do rotor e da carcaça do motor, conforme demonstrado em TU et al (1990).

- Novos motores pneumáticos devem ser pesquisados com o objetivo de suavizar os efeitos de não-linearidades como o alto atrito estático, existentes nos motores pneumáticos de palhetas, de pistões ou de engrenagens. Uma proposta de trabalho futuro é o desenvolvimento de um motor pneumático poroso e um motor tipo parafuso;
- Aplicação do sistema de posicionamento pneumático rotativo em um robô manipulador ou em uma máquina CNC. URBANO (1997) desenvolveu um projeto de um braço robótico de seis graus de liberdade acionados por motores do tipo MPAR estudado nesta tese.

Sobre o controle do sistema de posicionamento pneumático, sugere-se a análise e implementação de novos controladores, baseados em outros tipos de estratégias, para melhorar as características da resposta dinâmica do sistema em malha fechada, de forma a satisfazer as especificações desejadas. Assim, os seguintes trabalhos futuros são sugeridos:

- Pesquisar as estratégias de controle mencionadas no capítulo 2 (Revisão Bibliográfica), como as técnicas de controle LQG e outras técnicas de controle ótimo como H_2 e H_∞ , controle adaptativo e o controle com lógica nebulosa (“fuzzy control”). Combinações destes controladores também podem ser analisadas;
- Uma técnica de controle, implementada em BITTAR (1993), merece atenção especial devido à facilidade de implementação no sistema de posicionamento. Esta técnica pressupõe que já exista em funcionamento um controle em malha fechada por realimentação de estados. A técnica reposiciona os pólos de malha fechada segundo o critério LQG. Para o sistema de posicionamento já existe um primeiro sistema em malha fechada, daí a sua facilidade de aplicação.

Referências Bibliográficas

- ASADA (1987): Asada, H. e Youcef-Toumi, K., "Direct Drive Robots: Theory and Practice". The M.I.T. Press, Cambridge, Massachusetts, USA, 1987.
- ASTROM (1984): Astrom, K. J., Wittenmark, B., "Computer Controlled Systems". Prentice-Hall Inc., Englewood Cliffs, 1984.
- ATLAS (1976): Atlas Copco, "Manual de Ar Comprimido". Mc Graw Hill do Brasil, 1976.
- BABB (1990): Babb, M., "Pneumatic Instruments Gave Birth to Automatic Control". Revista Control Engineering, Cahners Publishing, USA, 1990.
- BACKÉ (1986): Backé, W., "The Application of Servo-Pneumatic Drives for Flexible Mechanical Handling Techniques". Elsevier Science Publishers B.V. (North Holland), 1986.
- BAYSIDE (1995): Bayside (Catálogo), "Precision Gearheads for Servo and Stepper Motors". Bayside Controls Inc, NY, USA, 1995.
- BITTAR (1993): Bittar, A., "Levitação Magnética de uma Barra Flexível". Dissertação EPUSP, São Paulo, 1993.
- BLACKBURN (1960): Blackburn, J. F.; Gerhard, R.; Shearer, J. L. , "Fluid Power Control". The M.I.T. Press, Cambridge, Massachusetts, USA, 1960.
- BOBROW (1988): Bobrow, J.E., "An Analysis of a Pneumatic Servo System and Its Application to a Computer-Controlled Robot". Trans. of the ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control., v.110, 1988.
- CABRAL et al (1997): Cabral, E. L. L., Hunold, M. C. e Gouveia, G. M., "Válvula Reguladora de Fluxo Tipo Placa Modificada para Aumento da Eficiência". Pedido de patente protocolo INPI nº 003575, 1997.

- CISNEROS (1996): Cisneros, C. A. F., "Projeto de um Redutor Planetário Composto a Tração". Dissertação de Mestrado, Depto. Eng. Mecânica, Escola Politécnica da USP, 1996.
- D'AZZO (1984): D'Azzo, J. J.; Houpis, C. H., "Análise e Projeto de Sistemas de Controle Lineares". Guanabara Dois, R. J. , 1984.
- DELMEE (1983): Delmee, G.J. , "Manual de Medição de Vazão". 2º edição, São Paulo, Edgar Blucher, 1983.
- DOJEN (1989): Dojen, (Catálogo) "Zero Backlash Reducers and Actuators-Designer' s Guide". Dojen-Lenze, 4c Henshaw St. , Woburn, MA 0A801. 1989.
- DUNLOP (1989): Dunlop, R. W., "Development of Pneumatic Devices to Provide Integrated Motion Control Using Oil-Free Air". 8th International Symposium on Fluid Power, Birmingham, paper B1, pp. 87-106, 1989.
- FERRER (1993): Ferrer, J. A. G., "Controle de Posição de Motores CC Usando Microcontrolador Dedicado". Dissertação de Mestrado, Depto de Eng. Mecânica, escola Politécnica da USP
- FESTO (1996): Festo Didactic do Brasil, "SPA1-Técnicas de Automação Industrial Parte I". São Paulo, 1996.
- FOK (1990): FOK, S.C., "Adaptive Control for Eletronicly-Controlled Air Powered Industrial Servo-Drives". PhD Thesis, Department of Mechanical Engineering, Monash University, 1990.
- FRANKLIN (1990): Franklin, G. F.; Powell, J. D., "Digital Control of Dynamic Systems". Addison Wesley Publishing Co., 1990.
- GARRAD (1998): Garrad, J. E., "Introduction to Pneumatic Motors". I Mechanical Incorporated Engineer. Joint Annual Lecture, pg 28-36, 1989.
- GAST (1992): Gast (catálogo), "Air Motors and Air-Powered Gear Motors". Gast Manufacturing Corp. , Mich. , USA, 1992.

- GOUVEIA (1996): Gouveia, G. M., "Válvula Pneumática Proporcional de Quatro Vias". Dissertação de Mestrado, Depto. Eng. Mecânica, Escola Politécnica da USP, 1996.
- GUILLON (1969): Guillon, M., "Hydraulic Servo System Analysis and Design ". Butterworths , London, 1969. (Pg. 290)
- HARADA (1991): Harada, M.; Oyama, O., "Pneumatic Cylinder Servo System by Using High Speed Solenoid Valves". Flucom, ASME, N.Y., USA, p 365-372 , 1991.
- HARMONIC (1988): Harmonic Drive, (Catálogo), "Power Transmission Products". Armony St., Wakefield, MA 01880, USA,1988.
- HUNOLD (1993): Hunold, M. C., "Estudo da Dinâmica de um Motor Pneumático de Alta Rigidez". Dissertação de Mestrado, Depto. Eng. Mecânica, Escola Politécnica da USP, 1993.
- ISA-RP (1960): Norma ISA para fabricação de placas de orificio,USA, 1960.
- KAILATH (1980): Kailath, T., "Linear Systems". Prentice Hall Inc., N. J., 1980
- KLAFTER (1989): Klafter, R. D.; Chmielewski, T. A. ;Negin, M., "Robotic Engineering, An Integrated Approach". Prentice-Hall, Englewood Cliffs, N. J., 07632, 1989.
- KRAUS (1992): Kraus, C. E., "Rolling Trcation Analysis and Design". Exceleumatic Inc., Texas, USA, 1992.
- LIU (1993): Liu, P.; Dransfield, P., "Intelligent control of air servodrive using neural networks". Fluid Power, pg. 108, 1993
- LJUNG (1985): Ljung, L., "Theory and Practice of Recursive Identification". The MIT Press, Cambridge, Massachussets, USA, 1985.
- LOEWENTHAL (1981): Loewenthal, S. H.; Anderson, N. E. e Rohn, D. A., "Evaluation of a High Performance Fixed-Ratio Traction Drive". Trans. of ASME, Journal of Mechanical Design, Vol. 103, Abril 1981.
- LOEWENTHAL (1985): Loewenthal, S. H.e Rohn, D. A., "Elastic Model of the Traction Behavior of Two Traction Lubricants". ASLE Trans, Vol. 27,2, Abril 1985.

- MAHGOUB (1995): Mahgoub, H. M., Craighead, I. A, "Development of a Microprocessor based Control System for a Pneumatic Rotary Actuator" Elsevier, Mechatronics, v.5, nº 5, pg. 541-560, 1995.
- MAHGOUB (1996): Mahgoub, H. M.; Craighead, I. A., "Robot Actuation Using Air Motors". International Journal of Advanced Manufacturing Technology, v.11, pg. 221-229, 1996.
- MARANGONI (1990): Marangoni, R.D., Beckwith, T.G., "Mechanical Measurements". 2º edição, (1990).
- MAXON (1995): (Catálogo) "Maxon Motor". Interelectric AG, Switzerland, 1995.
- MERRITT (1967): Merritt, H. E., "Hydraulic Control Systems". John Wiley e Sons, Inc. , N.Y., 1967.
- MITSUBISHI (19__): Mitsubishi, "Rotation Accuaracy of Mitsubishi Planetary Traction Drive Unit". Tokio-Japão.
- OGATA (1982): Ogata, K., "Engenharia de Controle Moderno". Prentice Hall do Brasil, R.J., 1982.
- OGATA (1987): Ogata, K., "Discrete-Time Control Systems". Prentice Hall Inc., Englewood Cliffs, N.J., 1987.
- PU et al (1991): Pu, J.; Moore, P. R. and Weston, R. W, "Digital Servo Motion Control of Air Motors. International. Journal". Prod. Res., vol 29, nº 3, 1991.
- ROHN (1981): Rohn, D. A.; Loewenthal, S. H. e Coy, J. J., "Simplified Fatigue Life Analysis for Tractioin Drive Contacts". Trans. of ASME, Journal of Mechanical Design, Vol. 103, Abril 1981.
- ROHN (1985) Rohn, D. A.; Loewenthal, S. H., "An Analysis of Traction Drive Torsional Stiffness". Trans. of ASME, Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, Vol. 107, Dez. 1985.

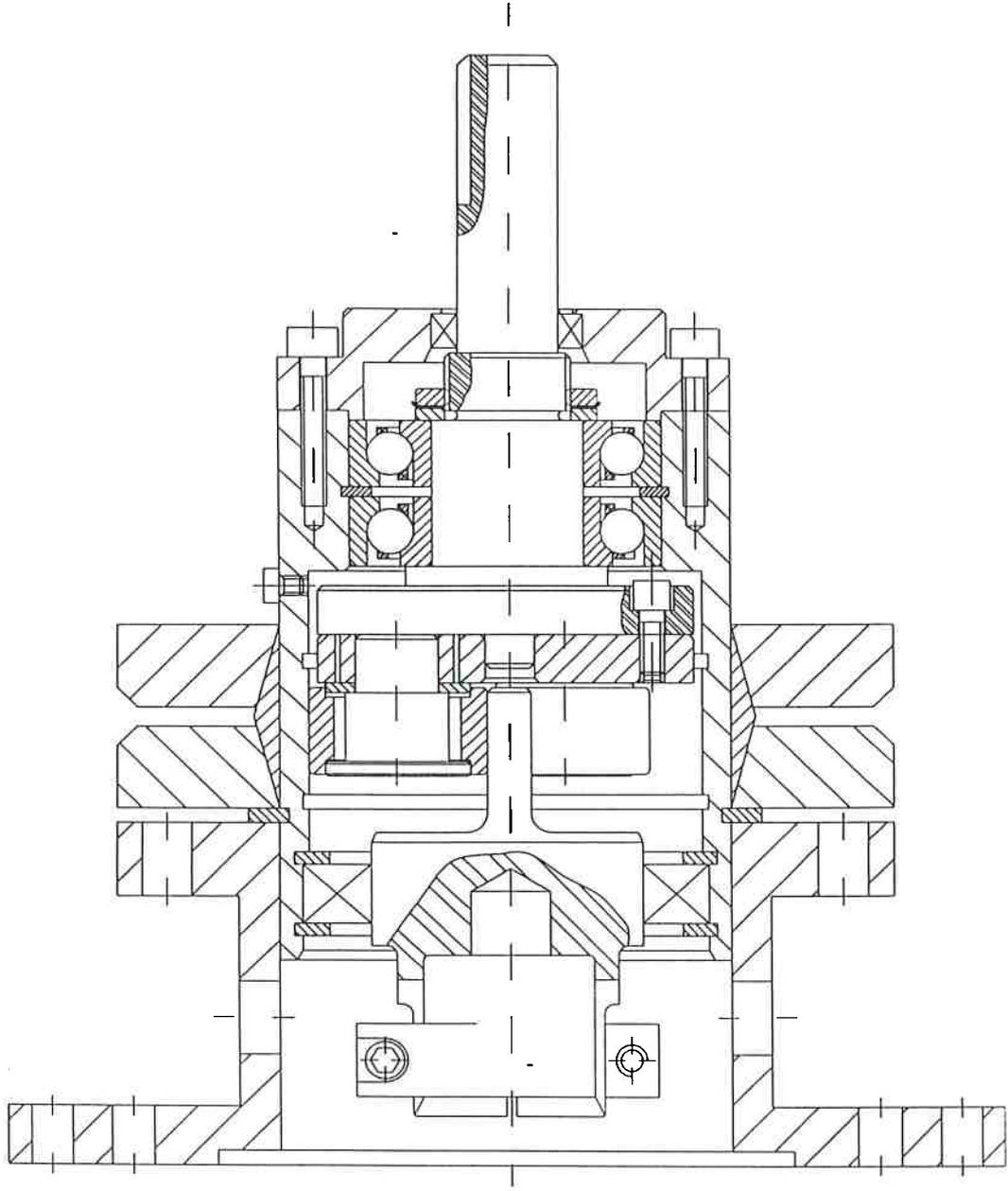
- ROYSTON et al (1993) : Royston, T.; Ragendra, S., "Development of a Pulse -Width Modulated Pneumatic Rotary Valve for Actuator Position Control". Journal of Dynamic Systems Measuring and Control, Vol. 115, p 495-505, September 1993.
- SALLES (1990): Salles, R. M.; Castrucci, P. "Controle Digital". Edgard Blucher, São Paulo, 1990.
- SALVETTI (1976) : Salvetti, D. D., "Elementos de Cálculo Numérico", 4º edição, Companhia Editora Nacional (1976).
- SEN-NGAM (1990): Sem-Ngam, S., "Control of Airmotor Powered Servodrive Via a Set of Computer Controlled On-Off Valves". M.Eng.Sc. Thesis, Department of Mechanical Engineering, Monash University, 1990.
- SHAPIRO (1953): Shapiro, A.H., "The Dynamics and Thermodynamics of Compressible Fluid Flow". Vol I, Ronald Press, N.Y. , 1953.
- SHIH (1994): Shih, Ming-Chang; Tseng, Shy-I., "Pneumatic Servo-Cylinder Position Control by PID-Self-Tuning Controller" JSME International Journal, v.37, nº.3, 1994.
- SHIH (1995): Shih, Ming-Chang; Lu, Ching-Sham., "Fuzzy Sliding Mode Position Control of a Ball Screw Driven by Pneumatic Servomotor" Elsevier Science: Mechatronics, v.5, pg.421-431, 1995.
- SZABO (1977): Szabo, M., "Fluid Motors for Profit-making Designs" Hydraulics and Pneumatics. March, 1977
- TAYLOR (1971): Taylor, C. F., "Análise dos Motores de Combustão Interna". Vol. 1, ed. 10, Edgar Blucher, São Paulo.
- TU et al (1990): Tu, Carlos C. C. e Cabral, Eduardo L. L., "Motor Pneumático de Alta Rigidez". Pedido de Privilégio, Processo INPI nº PI 9005356, Rio de Janeiro, 1990.
- URBANO (1997): Urbano, M da Silva, "Projeto Mecânico de um Robô Manipulador de Seis Graus de Liberdade". Dussertação de Mestrado da EPUSP, São Paulo, 1997.

WYLEN (1976): Wylen, G. J.V. e Sontag, R. E., "Fundamentos da Termodinâmica Clássica".
Edgar Blucher, seg. edição, São Paulo, 1976.

Apêndice 1

Desenhos de Conjunto e Fabricação do Redutor a Tração

OBSERVAÇÃO: Os desenhos não estão em escala devido à dificuldade de enquadramento no dispositivo de impressão utilizado



Escola Politécnica da Universidade de São Paulo EPUSP

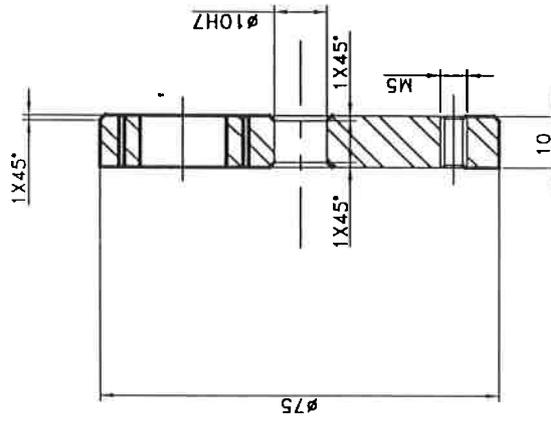
Disciplina: Mecânica dos Fluidos
 Assunto: Projeto de Máquinas
 Data: 20/04/2008
 Nome: []
 Matr.: []
 Turma: []
 Conteúdo: CONJUNTO REDUTOR



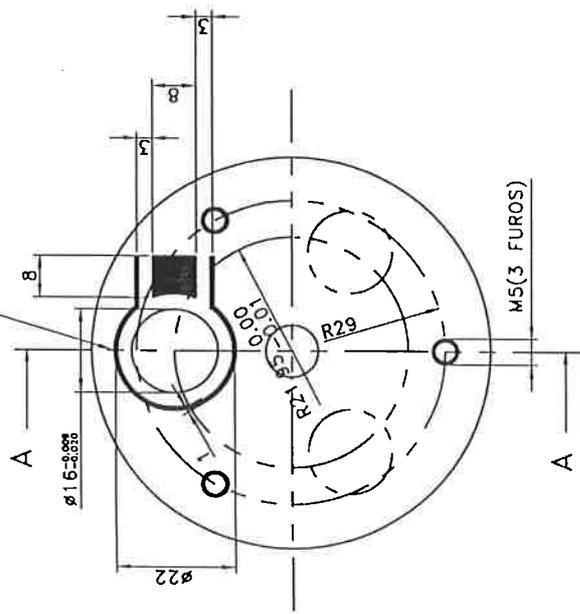
Material Aço Sae 8640
 Tol. Geral 0,1 mm

Obs: Eliminar Cantos vivos.
 Chanfrar 1x45°

3 Elementos
 defasados 120°

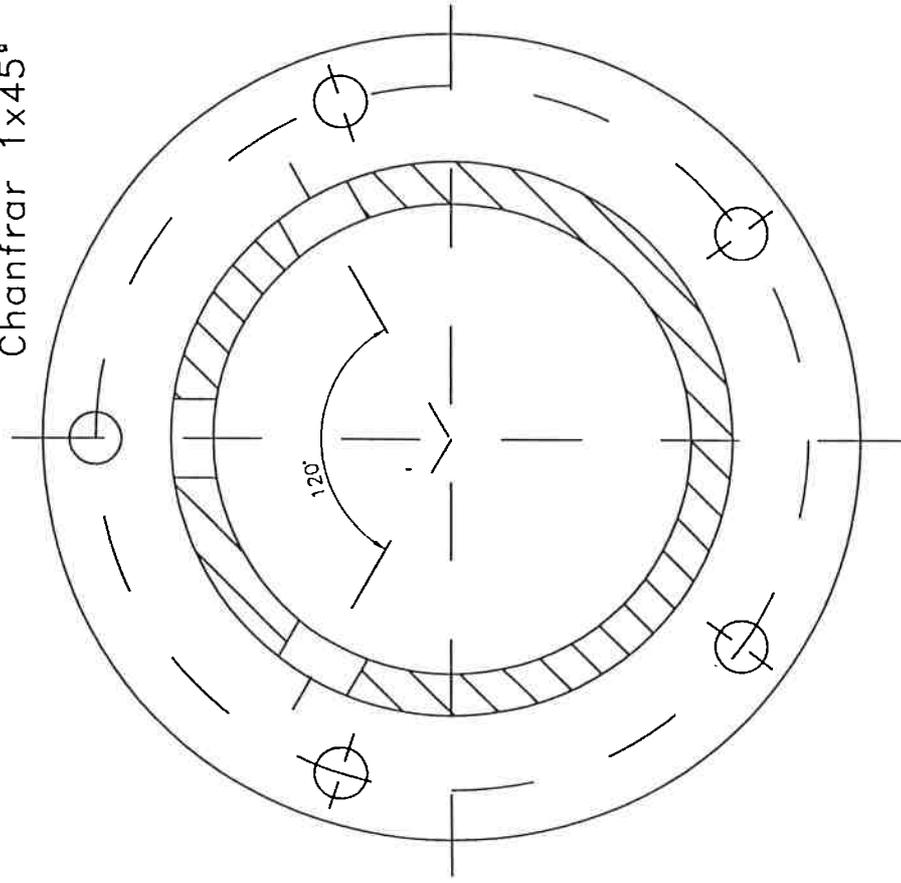
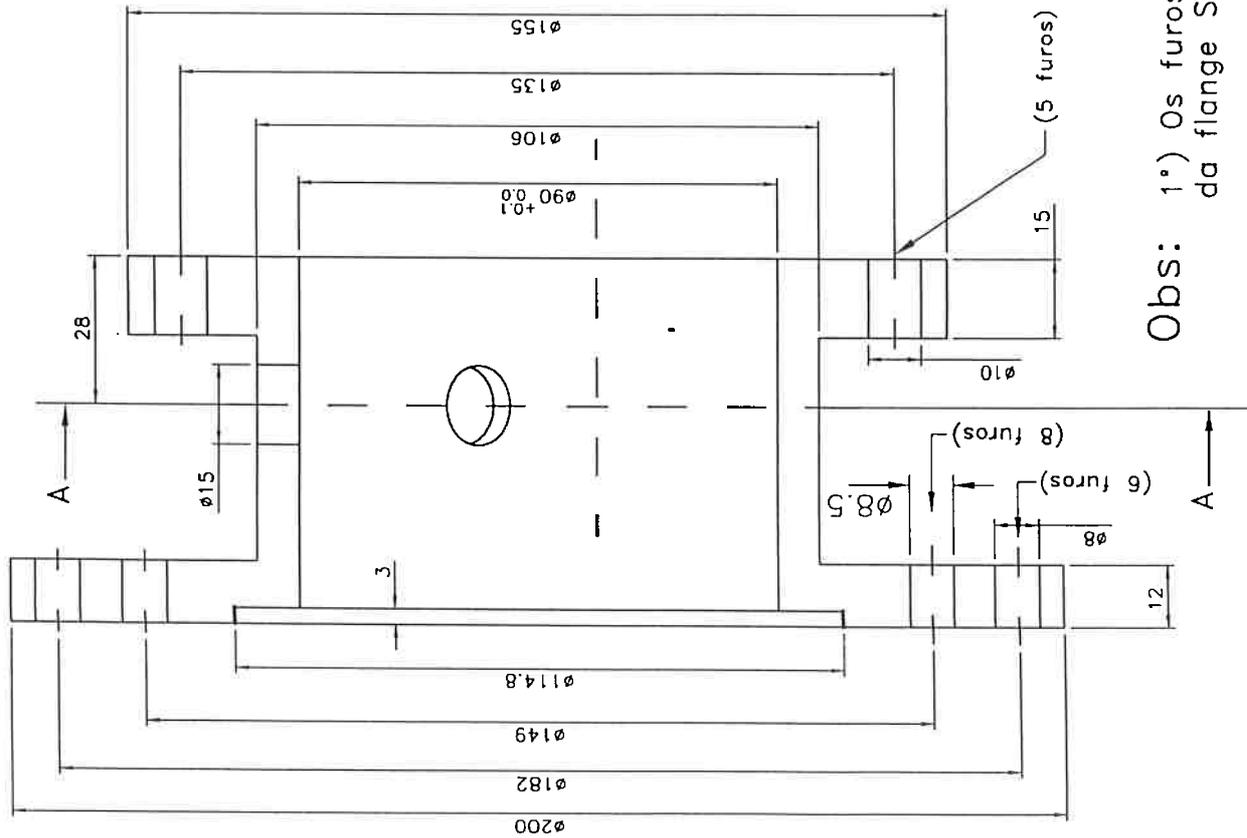


Corte A-A



Material Aço Sae 1020
Tol. Geral 0,1 mm

Obs: Eliminar Cantos vivos.
Chanfrar 1x45°



Corte A-A

Obs: 1°) Os furos $\varnothing 10$ são os mesmos da flange STW (ver peça)

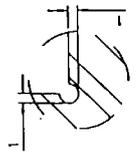
2°) Confirmar o diâmetro $\varnothing 182$

ESQ.		FL.		DC	DATA	PROJEÇÃO	TÍTULO
S/E	1	1	1	1	20/08/99	NO 1°	FLANGE
						ORTOG	

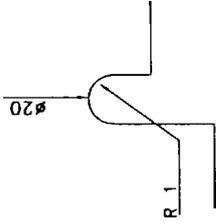
Escola Politécnica da Universidade de São Paulo EPUSP



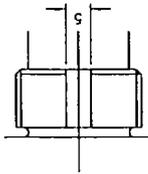
Detalhe C
esc 2:1



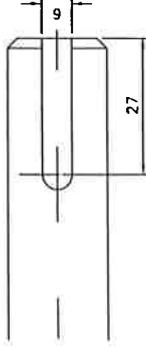
Detalhe D
esc 2:1



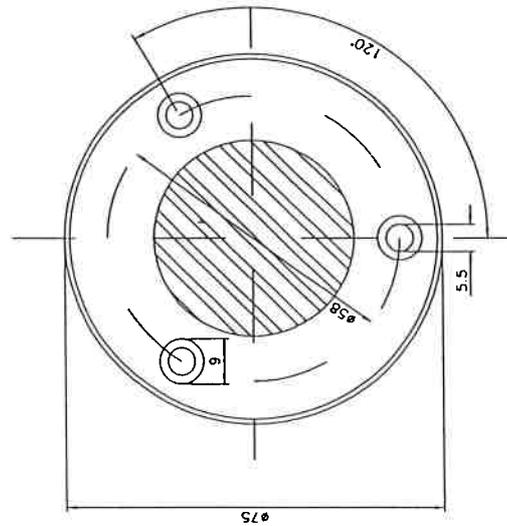
Detalhe F
esc 5:1



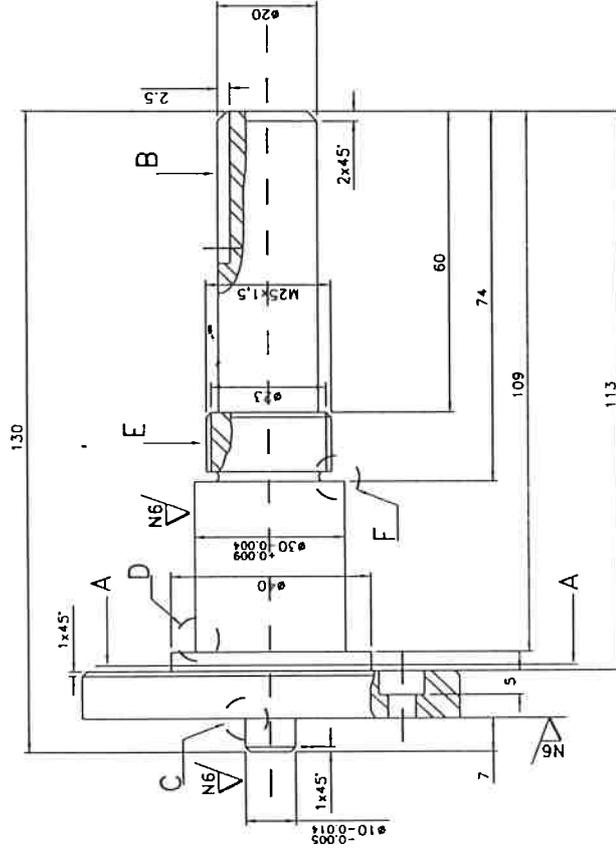
Vista de E



Vista de B



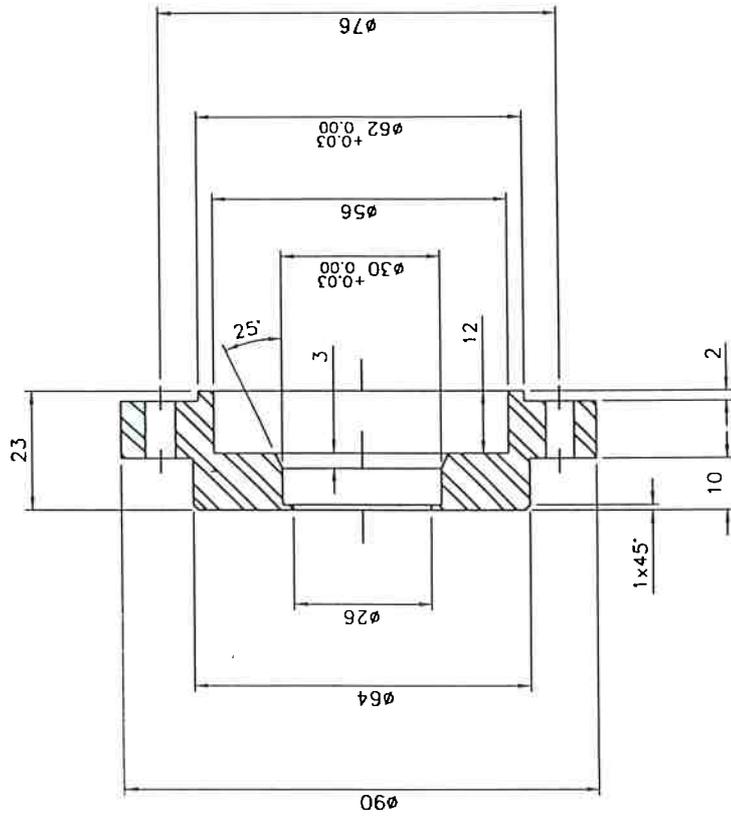
Corte A-A



Escola Politécnica da Universidade de São Paulo				EPUSP	
ESC.	FL.	DC	DATA	PRODUÇÃO	TÍTULO
S/E	1	1	20/08/99	NO 1º	DESENHO
					EIXO

Material Aço Sae 1020
Tol. Geral 0,1 mm

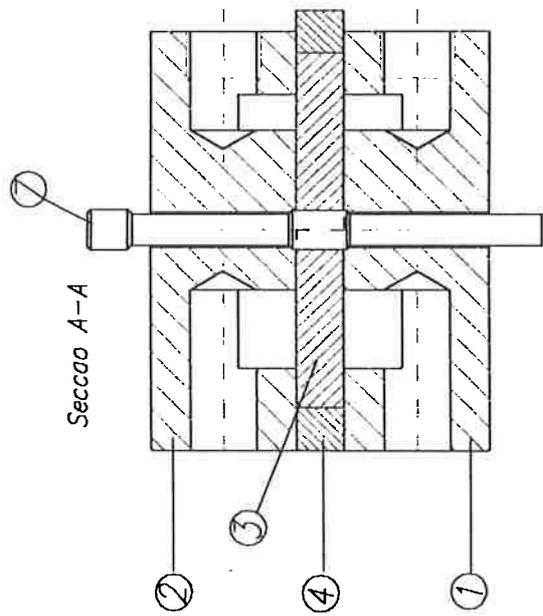
Obs: Eliminar Cantos vivos.
Chanfrar 1x45°



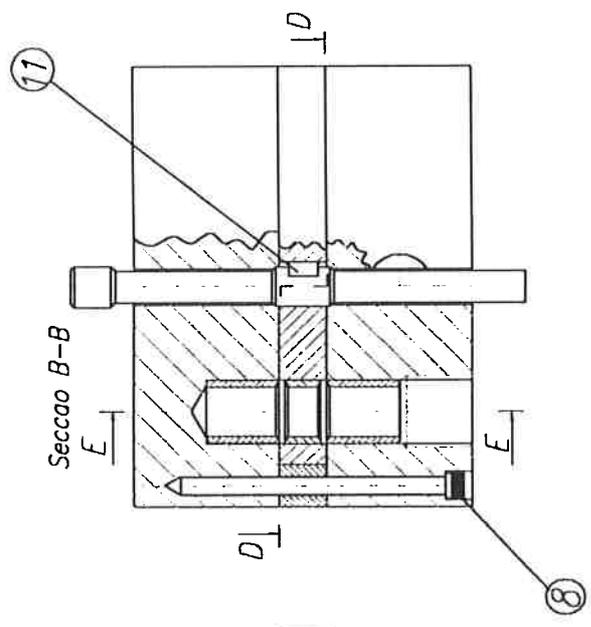
Apêndice 2

Desenhos de Conjunto e Fabricação da Válvula Pneumática Proporcional

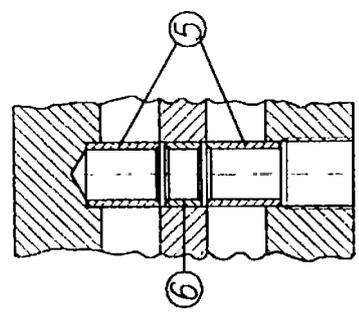
OBSERVAÇÃO: Os desenhos não estão em escala devido à dificuldade de enquadramento no dispositivo de impressão utilizado



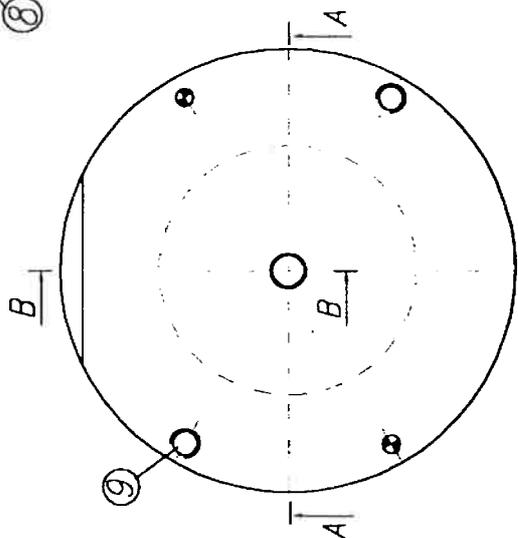
Seccao A-A



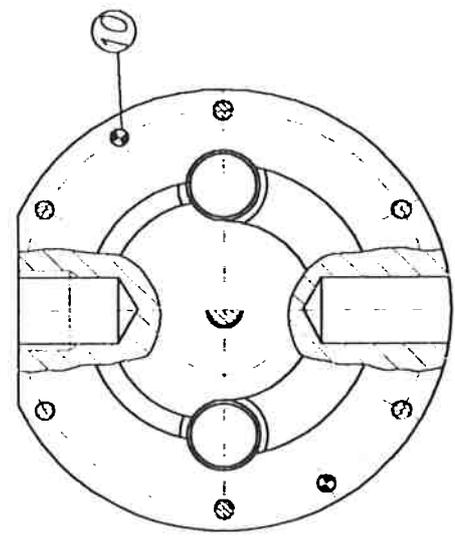
Seccao B-B



Seccao E-E



Seccao D-D



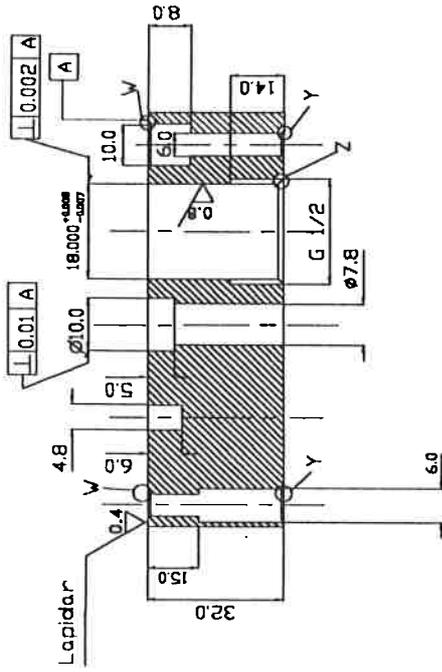
Qtd.	Denominacao	Pos.	Material/Codigo	Observacao
1	CHAVETA	11	AQD	
2	PARAFUSO-3/4"	10	AQD	
2	PARAFUSO-M6-30	9	AQD	
8	PARAFUSO-M6-40	8	AQD	
1	ELVO	7	SAE-1043	
1	BUCHA-PRATO	6	SAE-1043	
2	BUCHAS	5	SAE-1043	
1	ANEL	4	SAE-8620	
1	PRATO	J	SAE-8620	
1	TAMPA	2	SAE-8620	
1	BASE	1	SAE-8620	
1	VALVULA			

Escala:		Data:		Assinatura:	
S/ESC		Des.	13/03/98		
		Proj.			
		Cor.			

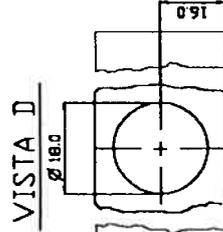
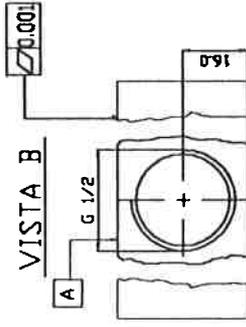
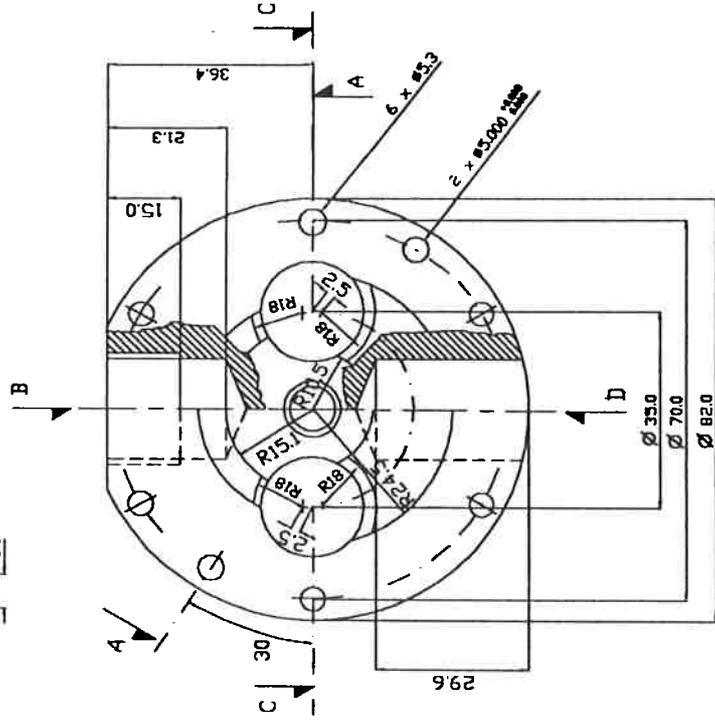
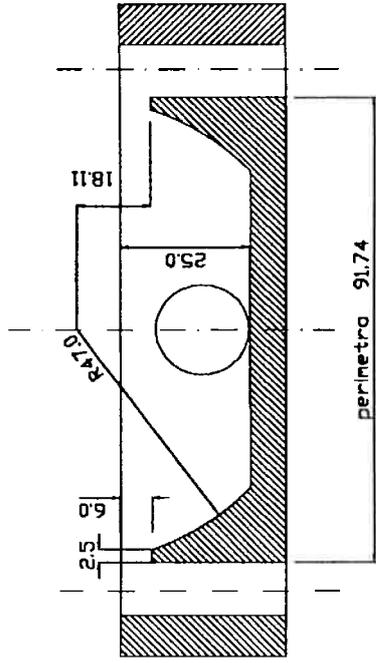
VALVULA PRATO		Num. 1	Ficha :
			F. Terce

∇ < 0.01/A >

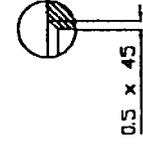
CORTE A-A



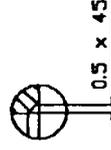
CORTE CIRCULAR C-C



DETALHE V



DETALHE Y



DETALHE Z

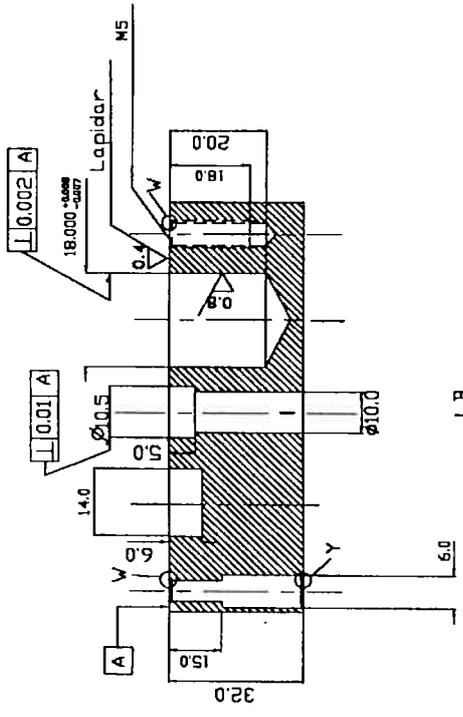


TOLER. GERAIS : ± 0.1 mm

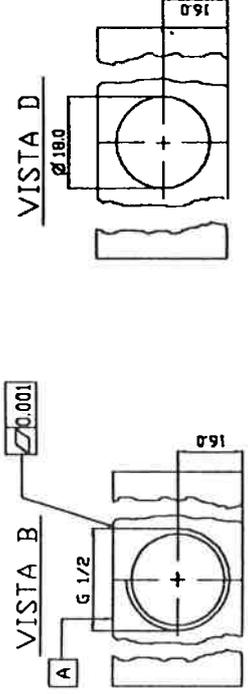
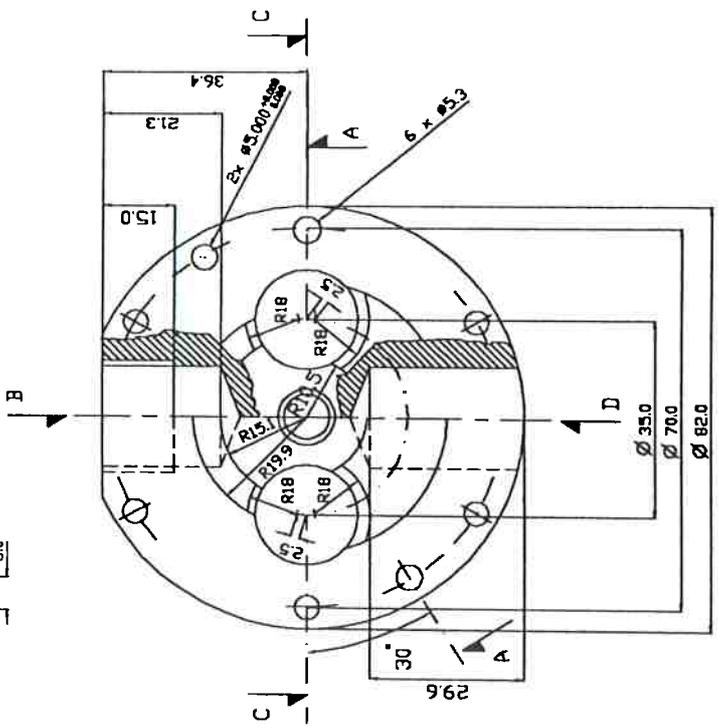
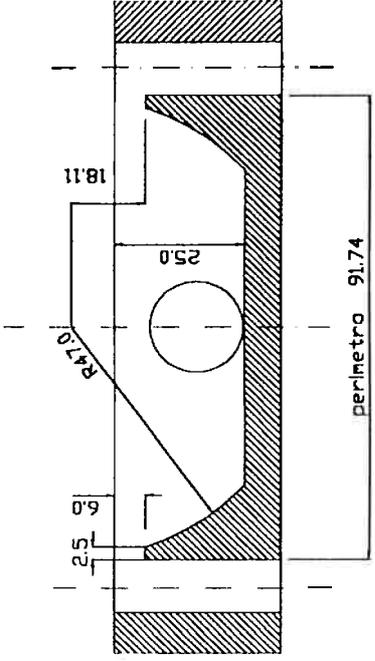
EPUSP	Proj. Válvula
Rev. 1	Marcos Costa Hurold
ESCALA	TÍTULO
sem	BASE
	DATA
	19/07/1999

0.4 / A << A

CORTE A-A



CORTE CIRCULAR C-C



DETALHE X

0.5 x 45



DETALHE Y

0.5 x 45

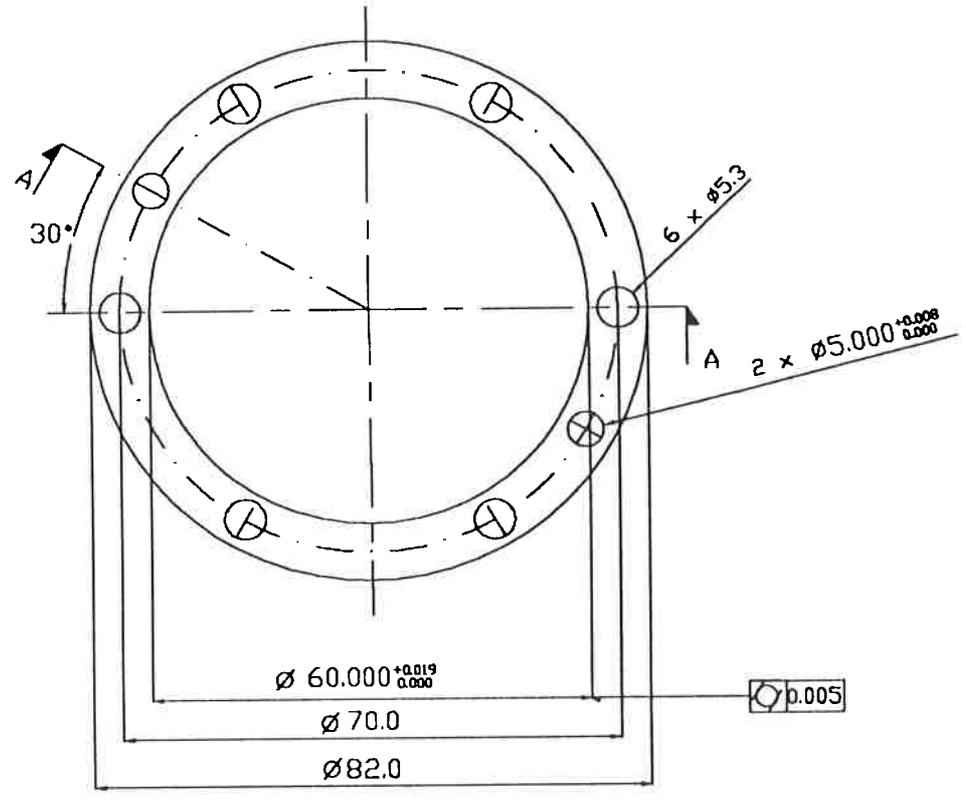
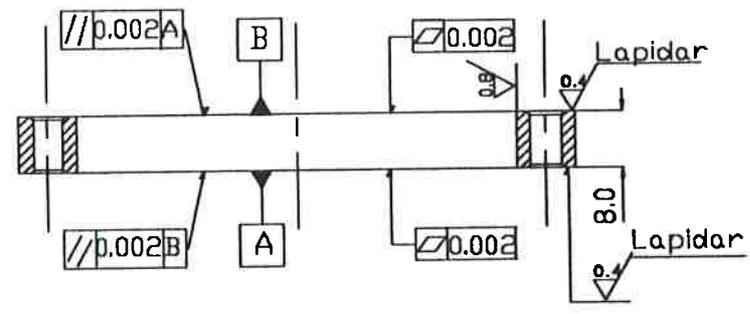


TOLER. GERAIS : ± 0.1 mm

EPUSP	Proj. Valvula
Rev. 1	Marcos Costa Hundo
ESCALA sem	TITULO TAMPA
	DATA 19/07/1999

$\sqrt{\left\langle \begin{array}{l} 0.8 \\ 0.4 \end{array} \right\rangle}$

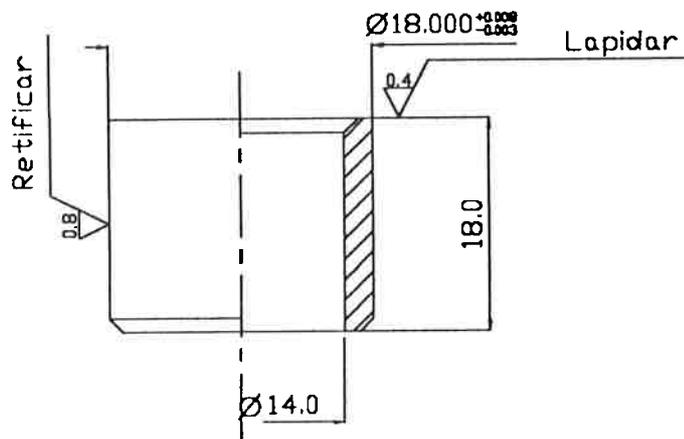
CORTE A-A



CHANFROS GERAIS : 0.5X45
 TOLER. GERAIS : ± 0.1 mm

EPUSP		Proj. Válvula	
Rev. 1		Marcos Costa Hunold	
ESCALA	TITULO	DATA	
sem	ANEL	19/07/1999	

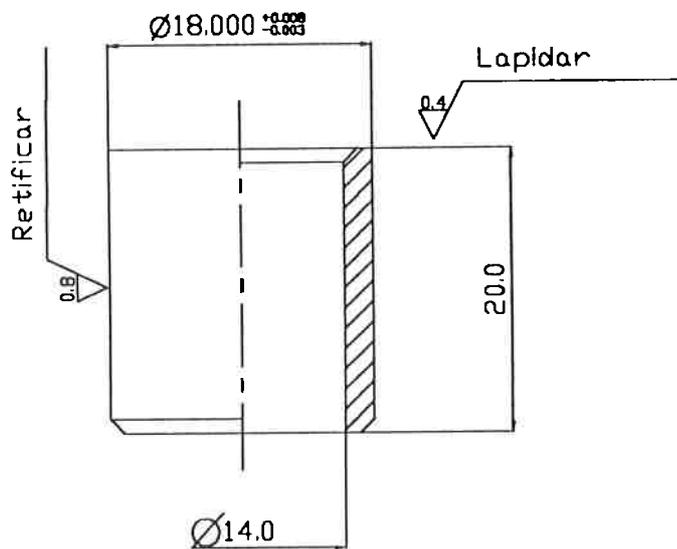
✓ (0.8/0.4) ✓



TOLER. GERAIS : 0.1 mm
CHANFRSOS : 1x45

EPUSP		Proj. Válvula
Rev. 1		Marcos Costa Hunold
ESCALA	TITULO	DATA
sem	BUCHA DA BASE	19/07/1997

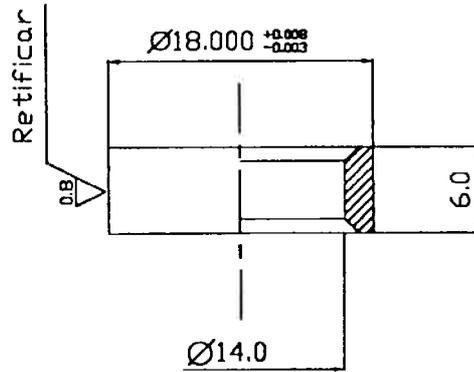
$\sqrt{\left(\begin{array}{l} 0.8 \\ 0.4 \end{array} \right)}$



TOLER. GERAIS : 0.1 mm
 CHANFROS : 1x45

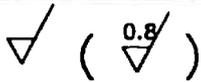
EPUSP		Proj. Válvula	
Rev. 1		Marcos Costa Hunold	
ESCALA	TITULO	DATA	
sem	BUCHA DA TAMPA	19/07/1999	

✓ (0.8/0.4) ✓

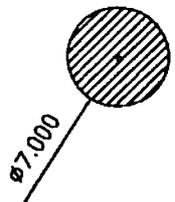


TOLER. GERAIS : 0.1 mm
CHANFROS : 1x45

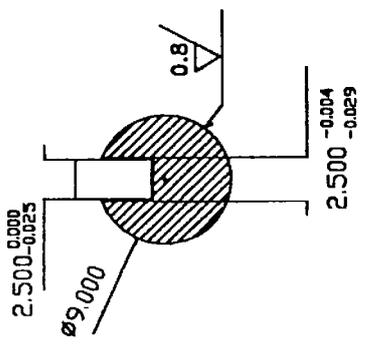
EPUSP	Proj. Válvula	
Rev. 1	Marcos Costa Hunold	
ESCALA sem	TITULO BUCHA DO PRATO	DATA 19/07/1999



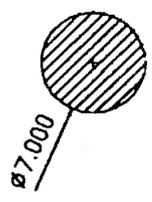
SECAO A-A



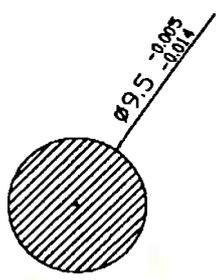
SECAO B-B



SECAO C-C

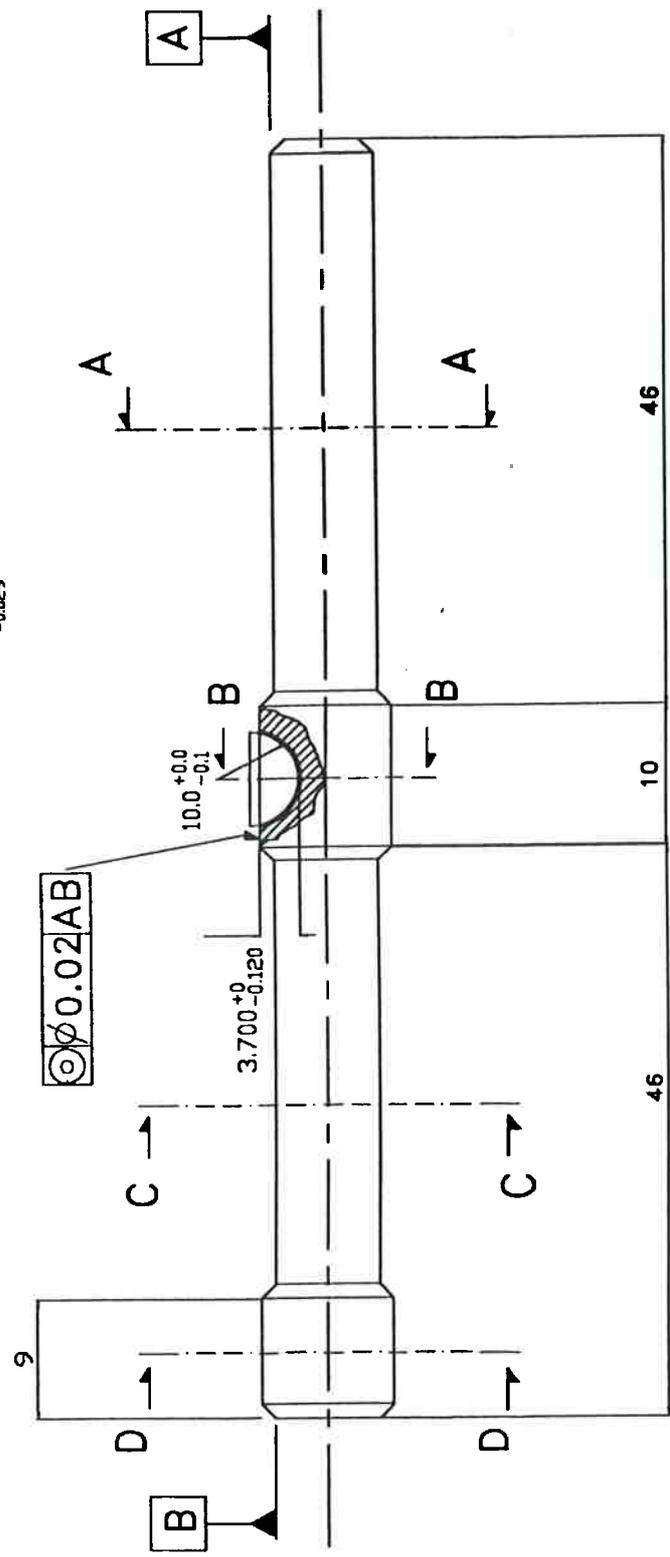


SECAO D-D



TOLER. GERAIS: 0.1 mm

CHANFROS : 1x45



EPUSP		Proj. Válvula	
Rev. 1		Marcos Costa Hunold	
ESCALA	TITULO	DATA	
sem	EIXO	19/07/1999	