

GIOVANNI MAMÃO GOUVEIA

VÁLVULA PNEUMÁTICA PROPORCIONAL DE QUATRO VIAS

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

São Paulo

1996

GIOVANNI MAMÃO GOUVEIA

VÁLVULA PNEUMÁTICA PROPORCIONAL DE QUATRO VIAS

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

Área de concentração:

Engenharia Mecânica

Orientador:

Prof. Dr. Eduardo Lobo Lustosa Cabral

São Paulo

1996

Dedico este trabalho a Deus, meus pais e minha
família e à minha querida Mônica que tanto
me ajudaram a percorrer este caminho.

Também dedico este trabalho ao meu
amigo José Roberto Fraga Ferreira.

Agradecimentos

Ao meu orientador Prof. Dr. Eduardo Lobo Lustosa Cabral pelas diretrizes e paciência durante a realização do trabalho.

Ao Prof. Dr. Francisco Emílio Baccaro Nigro e Prof. Dr. Carlos Tu pelas dicas essenciais.

Ao funcionário Otaviano pela usinagem da válvula.

Ao pessoal do IPT pelo “toque final” no acabamento da válvula.

Aos amigos Marcos Costa Hunold, Jorge Ferrer e Rogério de Carvalho Mendes que, de maneiras diferentes, tornaram possível a realização deste trabalho.

Aos amigos de São Paulo que sempre me ofereceram ajuda financeira, moradia e muita solidariedade quando precisei.

Aos funcionários, professores e amigos da Poli que sempre me atenderam com boa vontade em todas as dúvidas e pedidos.

Aos amigos de Belo Horizonte pelo incentivo constante e orgulho de me ver subir um degrau na vida.

SUMÁRIO

Lista de figuras	i
Lista de variáveis	iv
Resumo	vii
“Abstract”	viii
1 INTRODUÇÃO	1
1.1 Introdução	1
1.2 Objetivos	6
1.3 Justificativa	9
1.3.1 Controle de posição do MPAR	9
1.3.2 Necessidade da construção da VPP	10
1.4 Sumário estruturado da dissertação de tese	11
2 BASE TEÓRICA	13
2.1 Introdução	13
2.2 escoamento de fluidos compressíveis em orifícios	14
2.2.1 Considerações práticas	16
2.2.2 Casos particulares de escoamento de ar em orifícios	20
2.2.3 Análise da influência do fator de proporcionalidade, α , no desempenho de um motor pneumático	31
3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	34
3.1 Introdução	34
3.2 Válvula carretel de 4 vias	35

3.3	Válvula D	36
3.4	Válvula tipo placa	36
3.5	Válvula suspensa	37
3.6	Válvula eletropneumática para controle de pressão	38
3.7	Válvula modulada por largura de pulso	39
3.8	Válvula on-off	42
4	METODOLOGIA	44
4.1	Projeto	44
4.1.1	Dimensionamento	49
4.2	Fabricação	52
4.2.1	Criação de referência	52
4.2.2	Execução dos furos calibrados	53
4.3	Testes	54
4.3.1	Medição da vazão mássica de ar e dos coeficientes de descarga da VPP	54
4.3.2	Verificação do comportamento das pressões na entrada/saída da VPP acoplada ao motor pneumático	59
5	RESULTADOS	61

5.1	Comportamento do escoamento de ar através da VPP.	61
5.2	Comportamento das pressões de ar na entrada/saída da VPP operando em conjunto com um motor pneumático	65

6 CONCLUSÕES 67

6.1	Introdução.	67
-----	---------------------	----

6.2	Conclusões.	67
-----	---------------------	----

6.3	Recomendações para trabalhos futuros.	68
-----	---	----

Anexo A.	69
---------------------------	----

Anexo B.	73
---------------------------	----

Anexo C.	75
---------------------------	----

Anexo D.	77
---------------------------	----

Anexo E.	80
---------------------------	----

Referências Bibliográficas	81
---	-----------

Apêndice

Lista de figuras

1.1 Desenho tridimensional em corte da VPP. Composição do orifício de exaustão	2
1.2 Vista A. Composição do orifício de pressão	3
1.3 Algumas possíveis aplicações da VPP	4
1.4 Esquema simplificado de funcionamento da válvula placa	6
1.5 Vista lateral do motor pneumático e válvula	6
1.6 Gráfico consumo de ar em função da rotação de um motor	7
1.7 Gráficos de potência e torque em função da rotação do eixo motor.	8
1.8 Gráfico da condição ideal de linearidade entre fluxo de massa e movimento linear da válvula.	8
1.9 Esquema da bancada experimental para controle do MPAR	9
2.1 escoamento gasoso através de um orifício	14
2.2 Comportamento do fluxo de massa em função da relação P_d/P_u	14
2.3 Comportamento de f_1 em função da relação P_d/P_u	16
2.4 Variação do coeficiente de descarga, C_d , com o formato dos orifícios	17
2.5 Variação linear do fluxo de massa em função da área do orifício.	17
2.6 Gráfico real do fluxo de massa em função da área do orifício de uma válvula carretel	17
2.7 “Under-lap” e arredondamento nas arestas de vedação.	18
2.8 “Over-lap” sobre a porta da válvula	18
2.9 Destaque da Zona morta de controle no gráfico W versus A_o	19
2.10 Folgas entre o elemento deslizante e o corpo da válvula	19
2.11 Furação do conjunto para a obtenção dos furos calibrados	19
2.12 Fluxo de massa através de um orifício simples de área variável	20
2.13 Fluxo de massa através de um orifício de área variável com pressão variável na saída.	21
2.14 Comportamento adimensional do fluxo de massa em função da relação P_a/P_s	22
2.15 Fluxo de massa através de um orifício de área variável com pressão variável na entrada	23

2.16	Comportamento adimensional do fluxo de massa em função da relação P_a / P_s . . .	25
2.17	Fluxo de massa através de dois orifícios de área variável em série separados por uma carga ou motor	25
2.18	Gráfico da pressão na entrada do motor em função da perda de pressão.	27
2.19	Gráfico da pressão na saída do motor em função da perda de pressão.	27
2.20	Simulação do comportamento do fluxo de ar em função de ΔP através de um sistema particular para alguns valores de A_o e $\alpha = 3$	28
2.21	Simulação do comportamento do fluxo de ar em função de ΔP através de um sistema particular para alguns valores de A_o e $\alpha = 0,5$	29
2.22	Gráfico da relação entre vazões normalizadas em relação à vazão para $\alpha=1$ em função da perda de pressão para alguns valores de α	30
2.23	Gráfico de P_a em função de ΔP para alguns valores de P_s	31
2.24	Gráfico de $n/n_{\alpha=1}$ em função de ΔP , para alguns valores de α	32
3.1	Configurações de válvulas controladoras de fluxo	34
3.2	Esquema de funcionamento da válvula carretel	35
3.3	Válvula D.	36
3.4	Válvula placa fechada.	37
3.5	Válvula suspensa.	38
3.6	Válvula eletropneumática em corte transversal.	39
3.7	Configuração da válvula modulada por largura de pulso	40
3.8	Gráficos de W em função de t para vários valores de θ	41
3.9	Esquema para controle de posição com válvulas On-Off	43
4.1	“Circularização” da válvula linear	44
4.2	Reconfiguração do elemento móvel e dos anéis espaçadores	45
4.3	Travamento do disco com alimentação por apenas um dos lados.	45
4.4	Projeções das áreas das câmaras de alimentação e exaustão no prato	46
4.5	Vista explodida superior do modelo tridimensional da válvula.	47
4.6	Vista explodida inferior do mesmo modelo da figura (4.5)	48
4.7	Relações entre dimensões na geometria dos furos calibrados	50
4.8	Interseção entre o furo de entrada e o canal de pressão.	51
4.9	Execução do furo de referência e introdução do pino guia.	53

4.10 Execução dos furos calibrados	54
4.11 Configuração básica da bancada experimental	55
4.12 Esquema simplificado das conexões de suprimento na VPP para teste.	56
4.13 Configuração da bancada experimental para verificação do comportamento das pressões com a VPP acoplada ao motor.	60
5.1 Gráfico da Vazão de ar em função da área de abertura dos orifícios de pressão da VPP.	62
5.2 Comportamento da Vazão em função da abertura do orifício na região de fechamento da VPP	63
5.3 Comportamento da Vazão em função da área de abertura para os orifícios de descarga.	64
5.4 Comportamento da Pressão na entrada/saída da VPP, (ou entrada do motor), em função da perda de pressão imposta no motor, comparado ao comportamento teórico.	65
5.5 Comportamento da Pressão na entrada/saída da VPP, (ou entrada do motor), em função da perda de pressão imposta no motor, comparado ao comportamento teórico considerando os valores médios de C_{d1} e C_{d2}	66
B.1 Queda de pressão do escoamento através de placa de orifício.	74

Lista de variáveis

Visando uma melhor compreensão do texto, estão listadas abaixo, em ordem de surgimento, todas as variáveis empregadas neste documento e sua respectiva nomenclatura.

P_u	Pressão de estagnação de um gás antes do orifício de escoamento, bar ou Pa;
P_d	Pressão de exaustão de um gás após o orifício de escoamento, bar ou Pa;
$(P_d/P_u)_{\text{critico}}$	Relação crítica entre a pressão de exaustão e pressão de estagnação, adimensional;
W	Vazão mássica de ar através do orifício de área A_o , Kg/s
C_d	Coefficiente de descargam, adimensional;
A_o	Área de passagem do orifício, m^2 ;
f_1	Função da relação entre as pressões P_d / P_u , adimensional;
C_2	Constante, $s \cdot \frac{\sqrt{K}}{m}$;
T_u	Temperatura de estagnação do gás antes do orifício, K;
C_1	Constante, $s \cdot \frac{\sqrt{K}}{m}$;
k	Relação entre calores específicos, adimensional;
R	Constante de gás, $m^2 / s^2 \cdot K$
W_i	Vazão mássica de ar através do orifício de área A_i , Kg/s
A_i	Área de passagem do orifício de referência "i", m^2 ;
P_s	Pressão de alimentação, bar ou Pa;
P_e	Pressão de exaustão (pressão atmosférica), bar ou Pa;

T_s	Temperatura do gás na alimentação, K;
P_a	Pressão na entrada/saída “a” da válvula, bar ou Pa;
γ	Relação entre a área de passagem genérica de um orifício A_o , e a área de
$T_{(a \text{ ou } b)}$	Temperatura do ar após uma restrição ou após uma carga, K;
ΔP	Perda de pressão no motor ou carga, bar ou Pa;
n	Relação constante entre a pressão de alimentação e exaustão, adimensional;
P_b	Pressão na entrada/saída da válvula, bar ou Pa;
W_1	Vazão mássica de ar através do orifício de área A_{o1} , Kg/s
W_2	Vazão mássica de ar através do orifício de área A_{o2} , Kg/s
A_{o1}	Área de passagem do orifício de pressão, m^2 ;
A_{o2}	Área de passagem do orifício de descarga, m^2 ;
C_{d1}	Coefficiente de descargam do orifício de pressão, adimensional;
C_{d2}	Coefficiente de descarga do orifício de descarga, adimensional;
α	Razão entre A_{o2} e A_{o1} , adimensional;
$A_{o \max}$	Área máxima de passagem do orifício, m^2 ;
n	Rotação do eixo de um motor pneumático;
ρ_a	Densidade do ar na Câmara de entrada do motor pneumático;
V_o	Volume útil de ar deslocado por uma volta do eixo do motor;
τ	Torque motor;
N	Potência do eixo motor;
P_{st}	Pressão de set-up ou desejada na saída da válvula;

θ	Deslocamento angular da porta de entrada/saída da válvula moduladora em relação às portas de alimentação e dextração;
t	Tempo de funcionamento da válvula. s;
T	Tempo de uma volta do rotor interno da válvula moduladora, s;
A_e	Área efetiva de escoamento de ar através da válvula moduladora, mm^2 ;
A_{\min}	Menor área de escoamento de ar através da válvula moduladora, mm^2 ;
$y(t)$	Posição linear do cilindro;
$P(t)$	Pressão variável no tempo;
$A_{o,\max}$	Área máxima de abertura do orifício, mm^2 ;
$A_{p,\min}$	Área de passagem mínima através da válvula a menos do orifício, mm^2
Q	Vazão de ar à pressão atmosférica, l/s;
X	Deslocamento linear do elemento deslizante da válvula;
w_p	Largura do canal da câmara de pressão da válvula, mm;
w_e	Largura do canal da câmara de exaustão da válvula, mm;
θ	Deslocamento angular do prato da válvula, rad;
X_{\max}	Deslocamento linear equivalente máximo, (comprimento do arco na linha de centro dos canais da válvula, formado pelo deslocamento angular do prato), mm;
r	Raio da linha de centro dos canais da válvula, mm;
h	Profundidade dos canais, mm;
d	Diâmetro dos furos de alimentação e exaustão, mm.
N_p	Número de pulsos registrados no encoder;
Q_t	Número total de pulsos por revolução do encoder;

RESUMO

Este trabalho apresenta um estudo sobre o comportamento do escoamento de ar através de uma válvula pneumática proporcional de quatro vias, com a entrada/saída livre para a atmosfera, e um estudo das pressões envolvidas na entrada/saída da mesma válvula, porém acoplada a um motor pneumático.

Os resultados experimentais do comportamento da vazão mássica de ar em função da área de abertura da válvula foram comparados aos resultados teóricos. Estas comparações foram usadas na avaliação do desempenho da válvula quanto à proporcionalidade, que é dependente das tolerâncias e processos de fabricação empregados na construção deste dispositivo.

Os resultados experimentais do comportamento das pressões na entrada/saída do sistema pneumático, (válvula e motor pneumático), em função da perda de pressão no motor também foram comparados aos resultados teóricos. A aproximação entre os resultados teóricos e experimentais confirmou a influência vantajosa do emprego de grandes valores para o fator de proporcionalidade, (razão entre as áreas de descarga e pressão), na construção da válvula. Além do ganho de potência no motor, verificado na condição de mesma solicitação de torque ou perda de pressão, uma grande razão entre as áreas de descarga e pressão fornece uma resposta proporcional de vazão em função da abertura da válvula em um intervalo de solicitação do motor pneumático.

As válvulas tipo placa possuem uma configuração que permite o emprego de grandes valores para o fator de proporcionalidade. Elas também são fabricadas facilmente.

“ABSTRACT”

This work presents a study about the air flow behavior through a four way pneumatic proportional valve with free air atmospheric inlet/outlet and a study of pressure on inlet/outlet of the same valve, however connected to a pneumatic motor.

The experimental results of air massic flow behavior related to the valve orifice area were used on the valve performance evaluation about proportionality, which depends upon tolerances and making processes used on this device construction.

The pressure behavior of experimental on inlet/outlet of the pneumatic system, (valve and pneumatic motor), related to the pressure loss on motor, also were compared to theoretic results. Approximation between theoretic and experimental results confirmed the advantageous influence with use of high values to the proportional factor, (rate between discharge and pressure area), on valve manufacture. Besides motor power gain, it was checked on the same request torque condition or pressure loss, at a great rate between the discharge and pressure areas provides a proportional flow response related to orifice area in a request interval to pneumatic motor.

The plate valves own a configuration that allows the use of high values to the proportional factor. They also are easily manufactured.

CAPÍTULO 1- INTRODUÇÃO

1.1 Introdução

Apesar da facilidade de obtenção, o ar é um fluido de difícil controle devido às suas propriedades físicas, especialmente a alta compressibilidade à pressões médias e baixas. O progresso da tecnologia eletrônica associado aos dispositivos controladores de fluxo possibilita grandes avanços na tecnologia do controle da energia pneumática. Este controle permite aplicações totalmente novas para este fluido com vantagens principalmente econômicas sobre os fluidos hidráulicos. Porém, a **escassez de tais dispositivos controladores** vem se tornando uma barreira para a **exploração dos benefícios** oferecidos por tal fluido.

Assim, este trabalho apresenta o estudo teórico e experimental de um novo modelo de válvula pneumática proporcional de 4 vias, denominada VPP. As figuras (1.1) e (1.2) mostram duas vistas tridimensionais desta válvula com cortes em diferentes seções, denominação dos componentes e linhas de escoamento para uma posição do disco. Esta é uma válvula modelo tipo placa para controle de vazão. Seu uso possibilitará o controle de posição de atuadores para sistemas a ar comprimido tais como cilindros e motores pneumáticos. Segundo HUNOLD (1993), estes atuadores poderão ser empregados em mesas de máquinas de controle numérico, robôs e outros manipuladores que se utilizam de atuadores elétricos ou hidráulicos em seus sistemas de acionamento. Sendo também uma válvula reguladora de pressão, o controle de força e de torque nos atuadores pneumáticos poderão ser feitos, oferecendo opções para outras aplicações, tais como sistemas de controle remoto de pressão, controle de frenagem de movimentos, controle de força em garras de manipuladores, etc, mostradas na figura (1.3).

Esta válvula faz parte de um projeto maior que visa o controle de posição de um motor pneumático, o sistema Motor Pneumático de Alta Rigidez (MPAR)¹ descrito em HUNOLD (1993). Os motores pneumáticos, segundo GARRAD (1988) e

¹ O sistema MPAR será resumido no item 1.3

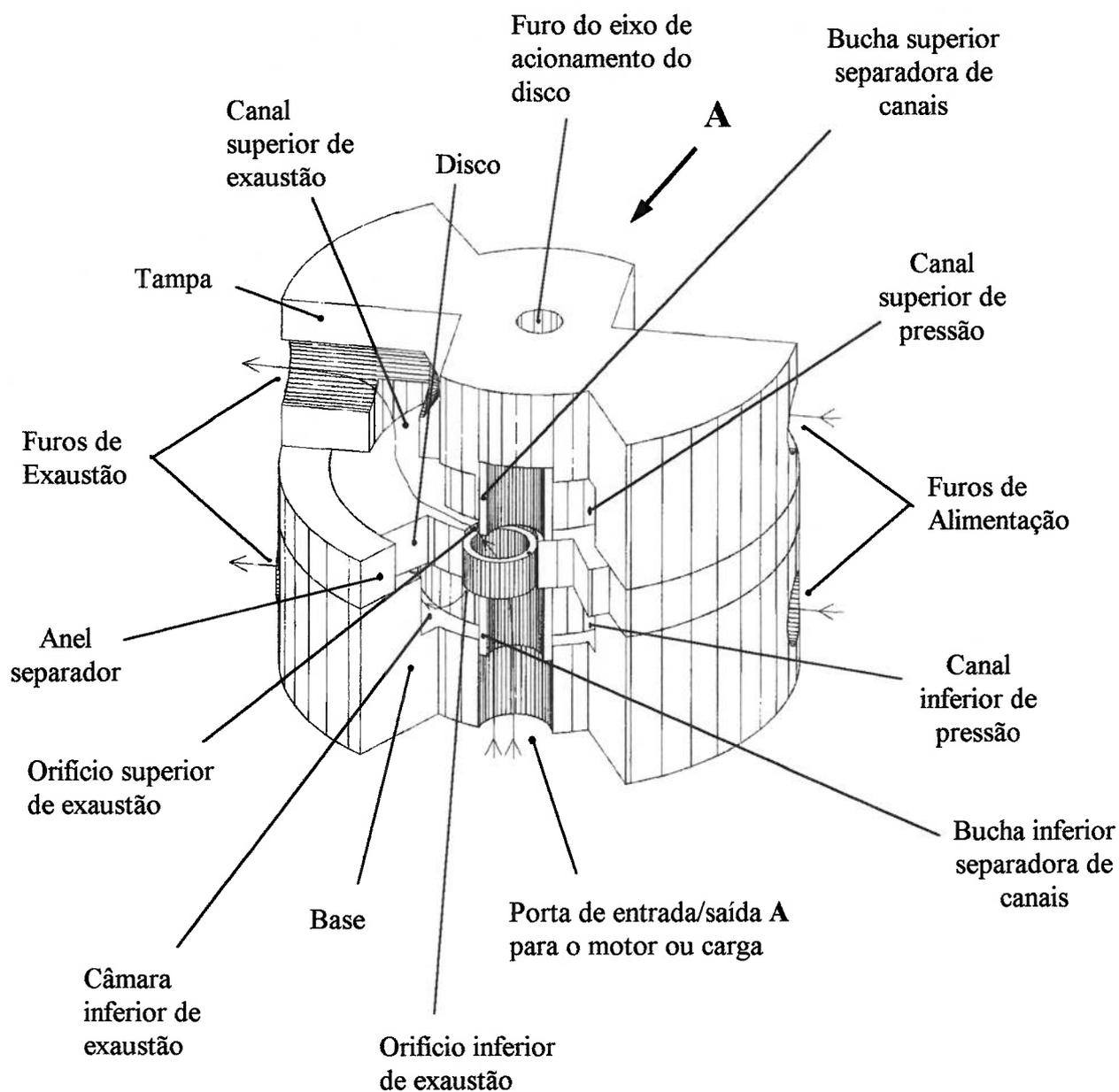


Figura 1.1: Desenho tridimensional em corte da VPP. Composição do orifício de exaustão.

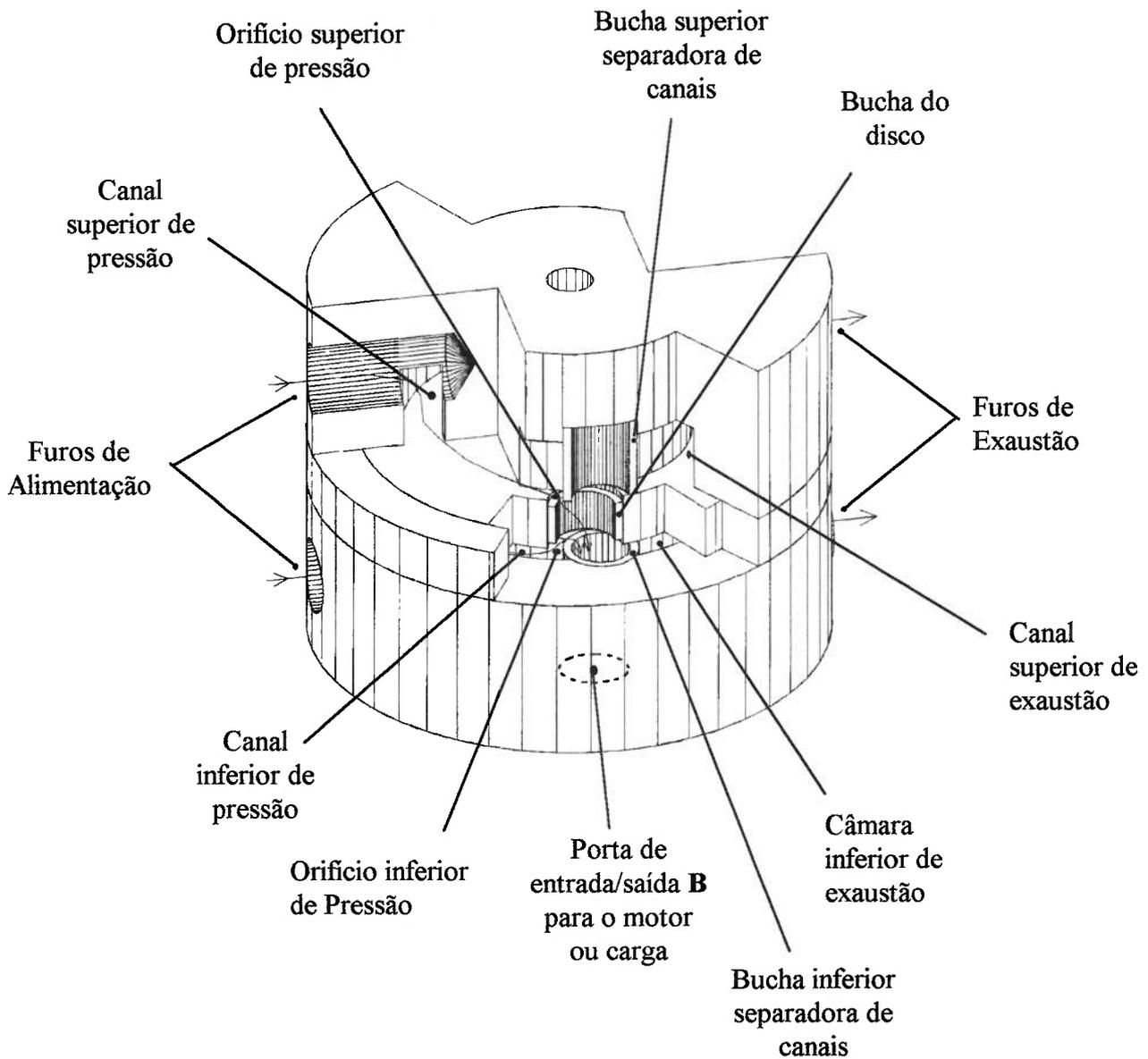


Figura 1.2: Vista A. Composição do orifício de pressão.

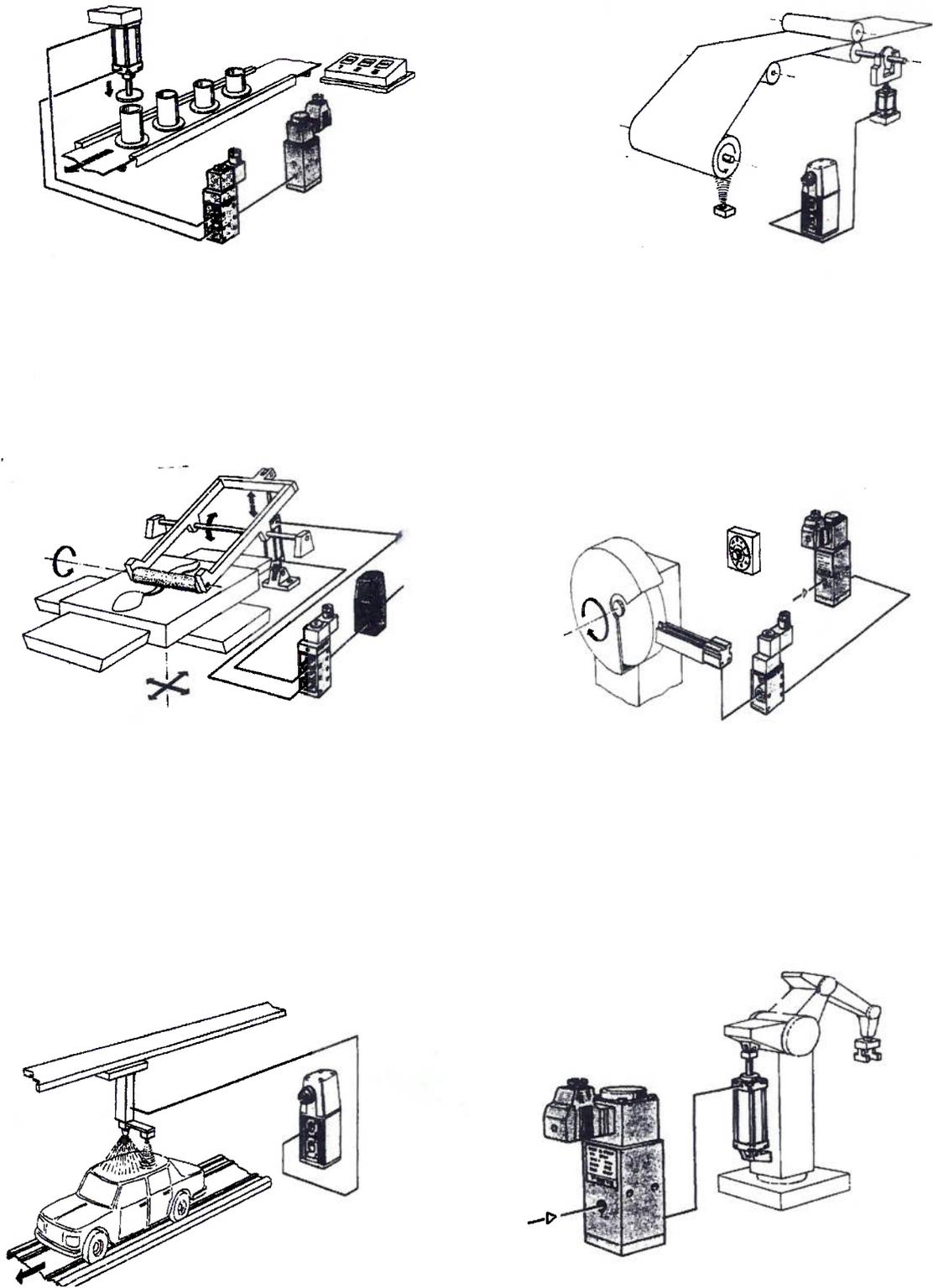


Figura 1.3: Algumas possíveis aplicações da VPP [FESTO].

HUNOLD (1993), apresentam algumas vantagens quando comparados aos atuadores elétricos e hidráulicos, tais como:

- baixo custo;
- simplicidade na montagem;
- segurança para trabalhos em ambientes perigosos;
- fácil manutenção;
- operação em linhas industriais comuns de ar comprimido (7 bar);
- baixa relação peso/potência.

Se forem comparados apenas aos motores elétricos, possuem alto torque de partida, inversão de rotação e capacidade de travamento sem a preocupação de aquecimento.

A velocidade dos motores pneumáticos também pode ser variada se existir uma válvula reguladora de vazão. Esta característica é fundamental no acionamento de máquinas CNC, robôs, manipuladores, etc.

A figura (1.4) mostra o esquema de funcionamento de uma válvula linear tipo placa de 5 vias. Na posição central a válvula permanece fechada. Se o elemento deslizante é deslocado, uma ou outra passagem é selecionada. Esta válvula foi usada aqui para explanação, porque sua configuração é mais simples e de mais fácil entendimento do que da VPP, mas com o mesmo princípio. Na Revisão Bibliográfica ela será descrita com mais detalhes e no item 1.3, será explicado porque esta configuração não foi usada .

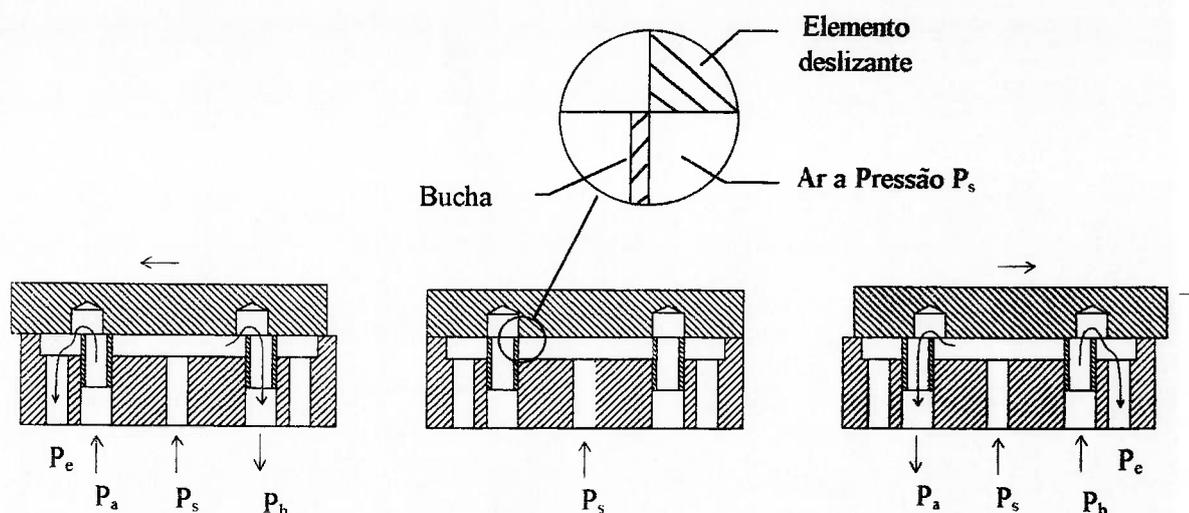


Figura 1.4: Esquema simplificado de funcionamento da válvula placa.

1.2 Objetivos

Diante do exposto anteriormente os objetivos deste trabalho são os seguintes:

- O estudo teórico do comportamento da vazão de ar para várias configurações de abertura da válvula;
- O estudo teórico do comportamento das pressões na entrada/saída da válvula funcionando em conjunto com uma carga ou com um motor pneumático;
- O estudo teórico da influência da proporcionalidade entre as áreas de pressão e descarga da válvula na vazão, rotação, torque e potência de um motor pneumático usado em conjunto com a válvula;
- A verificação experimental do comportamento da vazão de ar através da válvula;
- A verificação experimental do comportamento das pressões na entrada/saída da válvula, que são também as pressões na entrada/saída do motor quando funcionando em conjunto com a válvula. Através desta verificação, pretende-se validar as teorias dos comportamentos da vazão, rotação, torque e potência em um motor pneumático, pois estes comportamentos são dependentes das pressões envolvidas na entrada/saída do motor.
- Avaliação geral da válvula e seu princípio de construção.

Desse modo, o projeto e construção da válvula proporcional foram executados para se obter um protótipo que apresentasse as seguintes características:

a) *Adaptação dimensional ao MPAR*: A figura (1.5) mostra um esquema da vista lateral do motor pneumático. A VPP deve ser montada diretamente na entrada/saída do motor. Isto porque o curto percurso do ar proporcionará uma menor perda de pressão entre a entrada/saída da válvula e a entrada/saída do motor.

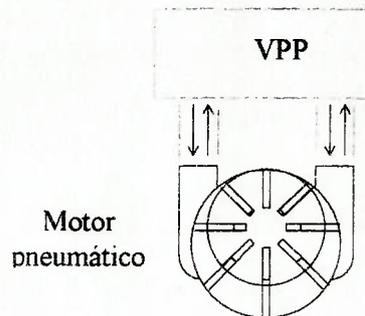


Figura 1.5: Vista lateral do motor pneumático e válvula.

b) *Capacidade de suprimento de ar para a maior necessidade de consumo do motor*: A figura (1.6) mostra o gráfico *Consumo de Ar x Rotação* dado pelo fabricante de um motor pneumático de 3 Kw de potência. As passagens internas e os orifícios de controle da válvula devem ser projetados para a maior capacidade do motor em funcionamento na bancada experimental² (ponto indicado no gráfico).

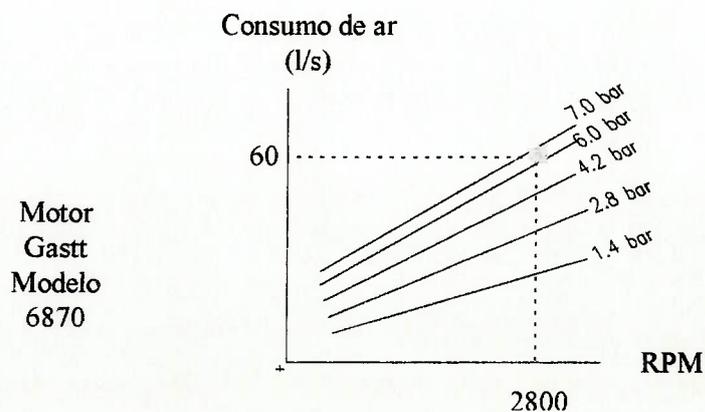


Figura 1.6: Gráfico consumo de ar em função da rotação de um motor [GAST(1992)].

² A pressão máxima absoluta na linha de suprimento da bancada é 7.0 bar.

c) **Baixa custo de fabricação:** É uma necessidade de mercado que os produtos sejam eficientes e de baixo custo. Desse modo, a VPP deve possuir uma geometria simples e que possa ser construída com métodos e máquinas convencionais de usinagem.

d) **Baixa perda de carga:** A energia perdida na válvula deverá ser pequena para que as pressões na entrada do motor se mantenham próximas às máximas de projeto do mesmo. Como pode ser visto nos gráficos da figura (1.7), a potência no eixo e o torque do motor são dependentes destas pressões.

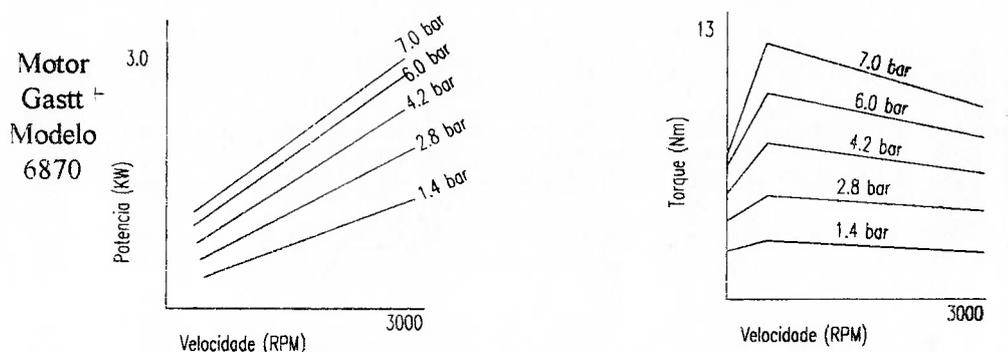


Figura 1.7: Gráficos de potência e torque em função da rotação do eixo motor [GAST(1992)].

e) **Pequeno vazamento:** Dependendo do nível de vazamento, o controle da vazão de ar e as pressões envolvidas serão afetados dificultando a análise dos resultados.

f) **Linearidade no funcionamento:** A cada movimento no atuador da válvula deverá haver um aumento de vazão de ar proporcional através da mesma. A figura (1.8) mostra a condição ideal de linearidade, considerando cada orifício separadamente.

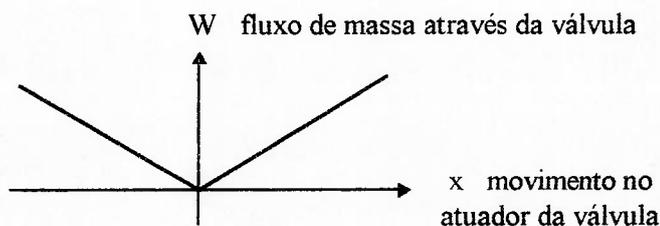


Figura 1.8: Gráfico da condição ideal de linearidade entre fluxo de massa e movimento do atuador da válvula .

Todos os ensaios serão realizados em uma bancada experimental que possui um sistema de aquisição de dados descrito em HUNOLD (1993).

1.3 Justificativa

Como foi mencionado, o projeto da VPP está inserido em um projeto maior que é o controle de posição de um motor pneumático. O objetivo final deste projeto será explicado de forma sumária, para que se compreenda a função da válvula no conjunto. Deste modo, pode-se mostrar de maneira eficaz a necessidade do estudo de tal dispositivo.

1.3.1 Controle de posição do MPAR

Sistema MPAR (Motor Pneuático de Alta Rigidez) foi a denominação dada a um motor pneumático, acoplado à um redutor de velocidade de alta relação, no trabalho desenvolvido em HUNOLD (1993), no qual a dinâmica do MPAR foi estudada e modelada. A alta compressibilidade do ar em baixas pressões contribui para a baixa rigidez do motor pneumático. Então, ao eixo do motor, foi acoplado um redutor de velocidade que eleva a rigidez do conjunto, TU (1990) apud HUNOLD (1993). Daí o termo “Alta Rigidez”. A rigidez é um requisito básico para obtenção de precisão no acionamento de máquinas, robôs, manipuladores e outros equipamentos .

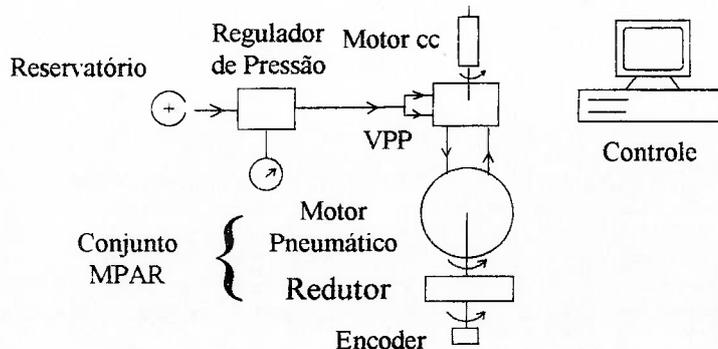


Figura 1.9: Esquema da bancada experimental para controle do MPAR

A figura (1.9) mostra o desenho esquemático da bancada experimental do controle de posição do MPAR a ser implementada.

A idéia do funcionamento é de informar ao sistema de controle a posição de referência (posição desejada) do eixo do atuador. O sistema de controle é informado da posição atual através do encoder, que mede a posição angular do eixo de saída do redutor de velocidade ao qual está acoplado. O sistema de controle envia um sinal para o motor cc, que é função da diferença entre os sinais de posição atual e de referência. O motor cc gira e altera a geometria do orifício de passagem da válvula, fornecendo mais ou menos vazão de ar para o motor pneumático. Esta vazão será variada até que o MPAR atinja a posição desejada. De acordo com o sentido de giro do motor cc, é selecionado um ou outro orifício para a injeção de ar numa das câmaras do motor. Este sentido de giro habilita uma passagem para a alimentação e a outra para a exaustão.

1.3.2 Necessidade da Construção da VPP

Para dar seguimento ao projeto de posicionamento do MPAR, houve a necessidade de escolha de uma válvula proporcional que atendesse as exigências descritas na seção 1.2. No mercado nacional não foi encontrada uma válvula proporcional de 4 vias. Diante desta dificuldade, decidiu-se pela fabricação de uma válvula escolhida dentre as várias concepções propostas em BLACKBURN (1960) e outros trabalhos consultados. Inicialmente uma válvula proporcional plana tipo placa começou a ser desenvolvida, mas a dificuldade de se obter um atuador linear para que ela pudesse ser acionada nos levou ao abandono desta escolha. Surgiu então, a idéia de elaboração de uma nova configuração geométrica baseada na anterior, porém, que utilizasse um motor cc como atuador.

Recentemente, a FESTO, a HERION e outras empresas de produtos para automação, iniciaram a comercialização de válvulas reguladoras de pressão proporcional, embora, com um outro princípio de funcionamento³. Estas válvulas apresentam dois inconvenientes: possuem apenas 3 vias, tornando necessessário o uso de 2 válvulas para

³ Este princípio de funcionamento será descrito no capítulo 3

o controle do MPAR, e o seu preço é extremamente alto, cerca de R\$ 2400,00 cada uma.

Estes inconvenientes estimularam ainda mais a verificação da viabilidade da VPP através do projeto, construção e testes.

1.4 Sumário estruturado da dissertação de tese

Os capítulos desta dissertação foram elaborados com a seguinte estrutura:

- No capítulo 1 é apresentada uma introdução sobre a válvula **proporcional** pneumática, VPP, destacando-se algumas vantagens do controle de sistemas pneumáticos através do emprego desta válvula. Os objetivos a serem alcançados bem como as justificativas para a realização deste trabalho também são apresentados.
- No capítulo 2 é apresentada uma base teórica sobre o escoamento de fluidos compressíveis em orifícios, necessária ao projeto da válvula. A previsão do comportamento do escoamento através da válvula e do motor, para algumas configurações de montagem também será discutida.
- No capítulo 3, uma revisão bibliográfica sobre vários tipos de válvulas para o controle de sistemas pneumáticos é feita sob o ponto de vista de funcionamento e analisadas segundo custo, eficiência, viabilidade, facilidade de construção, etc.
- No capítulo 4 é apresentada a metodologia dos procedimentos para a realização do trabalho. O projeto, a construção e os testes da válvula são descritos de uma forma detalhada no que diz respeito aos aspectos mais importantes.
- No capítulo 5, os resultados obtidos na bancada experimental são apresentados e comparados aos resultados teóricos.
- No capítulo 6, a conclusão geral do trabalho é reportada, segundo os objetivos propostos no capítulo 1. Finalmente, trabalhos futuros são

sugeridos para a melhoria do desempenho da válvula e continuação da pesquisa para o controle do sistema pneumático em questão.

Capítulo 2- BASE TEÓRICA

2.1 Introdução

Com o objetivo de dimensionar os orifícios de controle, cavidades e câmaras da VPP, foi feito um estudo da teoria do escoamento dos gases. Vimos que a teoria do comportamento de um fluxo gasoso através de uma restrição é fundamentado em algumas observações empíricas e em quatro leis independentes da natureza do fluido, SHAPIRO (1953):

- Conservação de massa;
- Conservação do Momentum;
- 1º lei da termodinâmica;
- 2º lei da termodinâmica.

Além destas, são empregadas outras leis vinculadas a uma classe de fluido particular, como por exemplo, a equação de estado de um gás perfeito.

Algumas considerações práticas e simplificações foram feitas, para que a manipulação de algumas equações pudesse ser realizada com facilidade, mas sem prejuízo na qualidade dos resultados.

Quatro casos de escoamento em orifícios foram estudados. O quarto caso representa a condição de funcionamento da VPP. Pode-se dizer que os três primeiros casos são casos particulares do quarto caso.

A influência da relação entre as áreas do orifício de pressão e exaustão da VPP na rotação, torque e potência de um motor pneumático, controlado pela válvula, também foi estudada.

2.2 Escoamento de fluidos compressíveis em orifícios

De acordo com SHAPIRO (1953), o modo mais fácil de se controlar a vazão mássica de ar ou outro gás, destinada à realização de trabalho, é por meio de um orifício de área variável, já que o controle na fonte geradora seria muito difícil.

Foi observado, SHAPIRO (1953), que se um gás qualquer for armazenado à pressão P_u , em um reservatório de grande volume¹ e colocado em contato com a pressão externa, P_d , através de um orifício, figura (2.1), sempre haverá dois tipos de comportamento do fluxo de massa deste gás, dependendo da relação P_d / P_u :

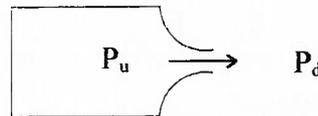


Figura 2.1: Escoamento gasoso através de um orifício.

Se P_d for sendo diminuída desde P_u , o fluxo de massa através do orifício será aumentado até que $P_d/P_u = (P_d/P_u)_{\text{crítico}}$. Se P_d continuar sendo diminuída, ou seja, se $P_d/P_u < (P_d/P_u)_{\text{crítico}}$, o fluxo de massa permanecerá constante. Neste caso dizemos que o escoamento está “bloqueado”. A figura (2.2) mostra a variação de W com a relação P_d/P_u , sendo W o fluxo de massa de gás por unidade de tempo.

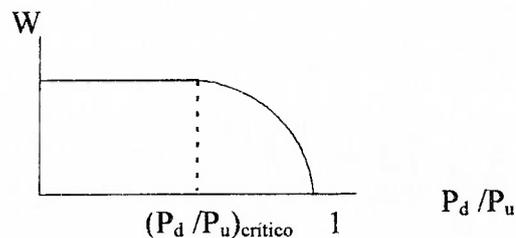


Figura 2.2: Comportamento do fluxo de massa em função da relação P_d / P_u .

De acordo com SHAPIRO (1953), a equação da vazão mássica para um gás perfeito ou semi-perfeito que escoar através de um orifício é dada por:

¹ A condição de $P_u = \text{constante}$ é aproximada com reservatórios de grandes volumes:

$$W = C_d \cdot A_o \cdot f_1 \cdot C_2 \cdot \frac{P_u}{\sqrt{T_u}} \quad (2.1)$$

sendo W o fluxo de massa em Kg/s, C_d o coeficiente de descarga (adimensional), A_o a área do orifício em m^2 , P_u a pressão de estagnação na entrada da restrição em Pa, P_d a pressão de exaustão na saída da restrição em Pa e T_u a temperatura de estagnação na entrada da restrição em K. A função f_1 é dada pela seguinte equação:

$$f_1\left(\frac{P_d}{P_u}\right) = \begin{cases} \frac{C_1}{C_2} \cdot \left(\frac{P_d}{P_u}\right)^{\frac{1}{k}} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{P_d}{P_u}\right)^{\frac{(k-1)}{k}}} & \text{para } P_d/P_u > (P_d/P_u)_{\text{critico}} \\ 1 & \text{para } P_d/P_u \leq (P_d/P_u)_{\text{critico}} \end{cases} \quad (2.2)$$

sendo as constantes C_1 e C_2 dadas por:

$$C_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot k}{R \cdot (k-1)}} \quad (2.3)$$

$$C_2 = \sqrt{\frac{k}{R \cdot \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{(k+1)}{k} \cdot (k-1)}}} \quad (2.4)$$

onde k é a relação adimensional entre calores específicos e R a constante do gás em $m^2/s^2 \cdot K$. A relação $(P_d/P_u)_{\text{critico}}$ é dada por:

$$\left(\frac{P_d}{P_u}\right)_{\text{critico}} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (2.5)$$

Se o ar estiver a pressões abaixo de 210×10^5 Pa e temperaturas acima de 195 K ou -78 °C, podemos considerá-lo como gás perfeito. Para estas condições os seguintes valores podem ser usados:

- $k = 1,4$;
- $R = 288 \text{ m}^2 / \text{s}^2 \cdot K$.

Então, da equação (2.5), a relação de pressão crítica (P_d / P_u) é igual a 0,528. Da equação (2.3), a constante C_1 vale $0,15 \text{ s} \cdot \frac{\sqrt{K}}{m}$ e da equação (2.4), a constante C_2 vale $0,04 \text{ s} \cdot \frac{\sqrt{K}}{m}$.

A figura (2.3) mostra o gráfico de $f_1 \left(\frac{P_d}{P_u} \right)$ para o ar nas condições de gás perfeito, onde podemos perceber a mesma forma do gráfico da figura (2.2).

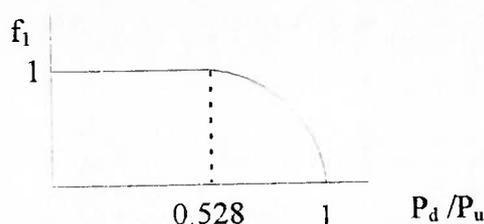


Figura 2.3: Comportamento de f_1 em função da relação P_d / P_u .

2.2.1 Considerações Práticas

Segundo BLACKBURN (1960), os efeitos do atrito no escoamento dos fluidos hidráulicos comuns em orifícios de válvulas de controle são negligenciáveis. Logo, podemos considerar o escoamento de gases nestes orifícios sem atrito, já que a magnitude da viscosidade dos gases é cerca de 100 vezes menor que a viscosidade daqueles fluidos, BLACKBURN (1960).

O escoamento foi admitido isoentrópico pela ausência de troca de calor na região de alta velocidade do fluxo, chamada “garganta do orifício”.

De acordo com STENNING (1954) apud BLACKBURN (1960), o coeficiente de descarga, C_d , varia de forma considerável quando a área do orifício varia. Além disto, foi observado um pequeno aumento no valor de C_d quando a relação P_d / P_u é menor do que o valor crítico. Porém, esta variação pode ser desprezada na maioria dos trabalhos de engenharia. Os valores de C_d ficaram entre 0,6 e 1,0 nos trabalhos de Stenning. Para a mesma área de escoamento, as variações no C_d foram atribuídas ao formato dos orifícios, figura (2.4).

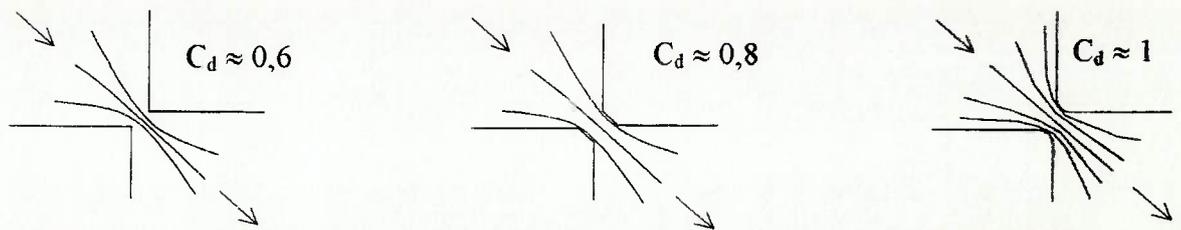


Figura 2.4: Variação do coeficiente de descarga, C_d , com o formato dos orifícios.

Se todas as variáveis da equação (2.1), exceto A_o , forem consideradas constantes, W é uma função linear de A_o . O gráfico da figura (2.5) mostra esta função para válvulas ideais² que invertem o sentido de fluxo e se fecham na posição central. Os valores negativos de A_o foram convencionados para um determinado orifício e os positivos para o outro. Aqui a linearidade se refere a apenas um orifício por vez, para efeito de comparação com o gráfico da figura 2.6.

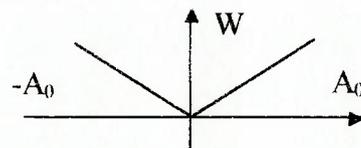


Figura 2.5: Variação linear do fluxo de massa em função da área do orifício.

Um gráfico real de W versus A_o para uma válvula hidráulica tipo carretel³ é apresentado em BLACKBURN (1960) e reproduzido na figura(2.6). Este gráfico apresenta duas faixas de não linearidade⁴.

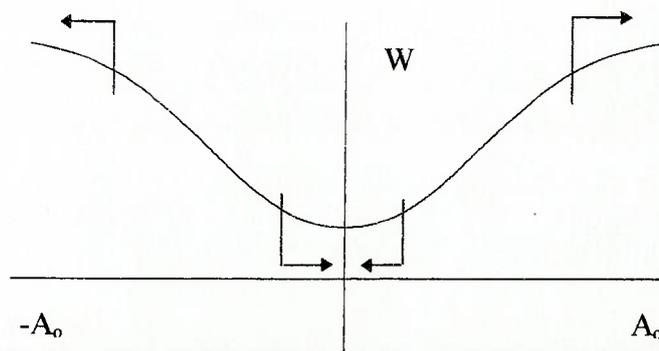


Figura 2.6: Gráfico real do fluxo de massa em função da área do orifício de uma válvula carretel.

² Válvulas que não apresentam folgas, "Over-lap", "Under-lap" e arredondamentos. Estes conceitos serão apresentados adiante. Além disso, não apresentam variação no coeficiente de descarga com a variação da área do orifício.

³ Esta válvula será descrita no Capítulo 3.

⁴ As causas destas não linearidades também valem para o escoamento de gases.

A primeira região de não linearidade se localiza na região de fechamento, ou posição central, da válvula e pode ser explicada pelos seguintes fatores:

a) “*Under-lap*” e arredondamento das arestas de vedação; Se o comprimento de vedação do elemento deslizante for menor que a porta de saída da válvula, haverá um vazamento quando o elemento estiver na posição central. O efeito de arredondamentos nas arestas de vedação será o mesmo. Embora VIERSMA (1962) apud NIGRO (1977) tenha observado arredondamentos nas arestas de vedação de válvulas hidráulicas, devido ao uso, e conseqüente decréscimo na qualidade do controle de sistemas hidráulicos, as válvulas pneumáticas estão menos sujeitas a este fenômeno, desde que funcionem com ar devidamente filtrado. Os efeitos nos casos de arredondamento e “*under-Lap*” são apresentados na figura (2.7).

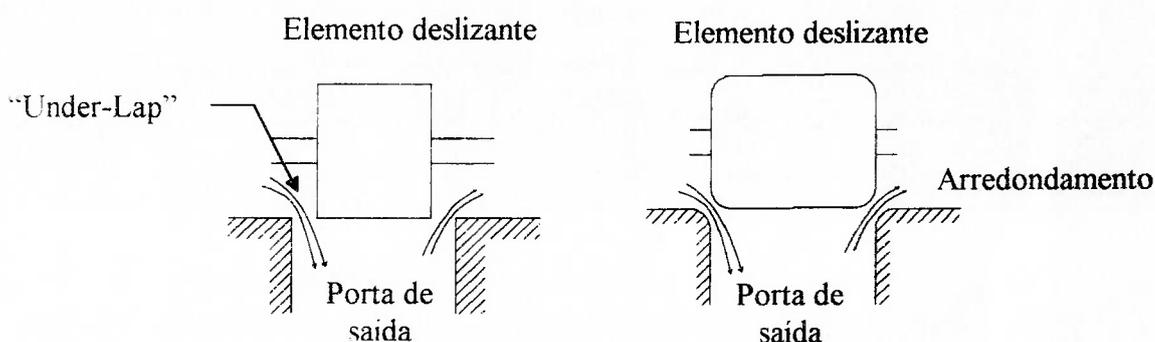


Figura 2.7: “*Under-lap*” e arredondamento nas arestas de vedação.

b) “*Over-lap*”; Se o comprimento de vedação do elemento deslizante for maior que a porta de saída da válvula, figura (2.8), haverá um atraso na resposta da válvula quando o elemento estiver na posição central e se deseja a variação de W . Isto provocará

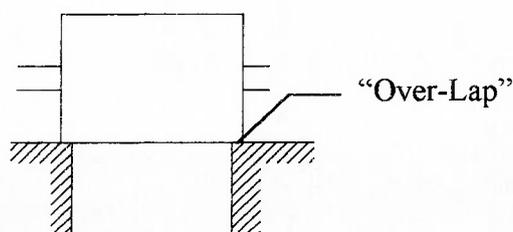


Figura 2.8: “*Over-lap*” sobre a porta da válvula.

o que chamamos de “Zona morta de controle” e causará um achatamento da curva na região central do gráfico da figura (2.6). Para a configuração da figura (2.8), o comportamento da vazão é mostrado na figura (2.9).

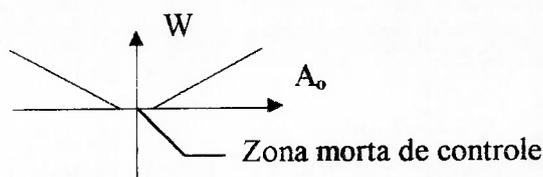


Figura 2.9: Destaque da Zona morta de controle no gráfico W versus A_o .

c) *Folgas*; Folgas entre o elemento deslizante e o corpo da válvula, figura (2.10), também contribuem para o vazamento quando o elemento se encontra na região central da válvula. Portanto, um valor de W diferente de zero quando A_o é igual a zero, como mostra o gráfico da figura (2.6), pode ser explicado pela ocorrência de folgas, “under-lap” e arredondamentos ao mesmo tempo, ou isoladamente.

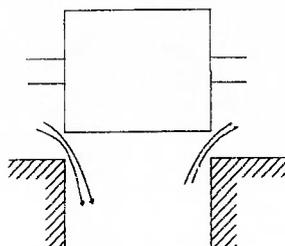


Figura 2.10: Folgas entre o elemento deslizante e o corpo da válvula.

Segundo BLACKBURN (1960), alguns destes inconvenientes podem ser minimizados empregando-se a técnica “furo-bucha”⁵ durante a fabricação das válvulas tipo placa. Esta técnica consiste em furar o “sandwich” composto pelo elemento deslizante e os dois blocos da válvula em uma única operação, como mostrado na figura (2.11).

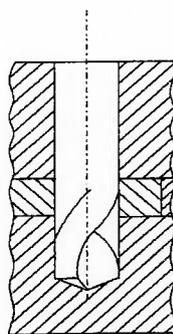


Figura 2.11: Furação do conjunto para a obtenção dos furos calibrados.

⁵ Traduzido do inglês “hole-and-plug”.

Nesta operação teremos um alinhamento preciso entre os furos nas três peças. Em seguida, introduzimos as buchas nos corpos das válvulas, com ajuste ligeiramente interferente. Isto deverá gerar um pequeno “over-lap”, que poderá ser compensado através dos arredondamentos nas arestas de vedação, inerentes à fabricação. Por sua simplicidade de execução, é uma técnica de baixo custo.

A segunda faixa de não linearidade no gráfico, próximo às áreas máximas de abertura, é explicada pelo fenômeno de saturação. Isto se deve à perda de carga ocorrida na válvula quando as áreas de passagem são somente pouco maiores que a área máxima do orifício de controle. Uma regra prática para a melhoria da resposta, quanto à linearidade, nesta faixa é construir as válvulas com todas suas áreas de passagem maiores do que quatro vezes a área máxima da “garganta”, BLACKBURN (1960).

Resultados práticos obtidos do escoamento de ar em uma válvula linear tipo placa foram comparados com resultados teóricos em BLACKBURN (1960), e as suposições sobre atrito, C_d , escoamento isoentrópico e alinhamento preciso não originaram erros relevantes.

2.2.2 Casos particulares de escoamento de ar em orifícios

Faremos agora, uma análise do escoamento de gases através de orifícios em conjunto com uma carga, afim de prevermos o comportamento da VPP no controle de um motor pneumático. Esta análise será feita em quatro situações distintas.

Além das hipóteses admitidas nos itens anteriores, acrescentaremos mais algumas que não trarão prejuízos ao modelo. Uma delas é que a pressão de alimentação, P_s , e a pressão de exaustão, P_e , são constantes.

A análise será feita na condição estável de escoamento, isto é, em regime permanente.

1º Caso-E escoamento através de orifício de controle de área variável

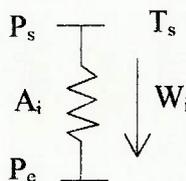


Figura 2.12: Fluxo de massa através de um orifício simples de área variável.

Se na equação (2.1), substituirmos W por W_i , A_o por A_i , P_u por P_s , P_d por P_e e T_u por T_s sendo, W_i o fluxo de massa inicial através de um orifício de controle de área inicial A_i e T_s a temperatura de alimentação, teremos a seguinte equação:

$$W_i = C_d \cdot A_i \cdot f_1 \left(\frac{P_e}{P_s} \right) \cdot C_2 \cdot \frac{P_s}{\sqrt{T_s}} \quad (2.6)$$

O comportamento de W_i será linear em relação a A_i , se todas as variáveis da equação (2.6), exceto A_i , forem constantes. Este é o mesmo comportamento de W mostrado na figura (2.5) do item 2.1.

2º Caso - Escoamento através de um orifício situado antes de uma carga ou motor pneumático

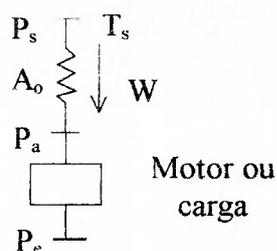


Figura 2.13: Fluxo de massa através de um orifício de área variável com pressão variável na saída.

Se na equação (2.1), substituirmos P_u por P_s , P_d por P_a e T_u por T_s , o fluxo de massa W através do orifício e da carga mostrado na figura (2.13), é dado por:

$$W = C_d \cdot A_o \cdot f_1 \left(\frac{P_a}{P_s} \right) \cdot C_2 \cdot \frac{P_s}{\sqrt{T_s}} \quad (2.7)$$

Dividindo a equação (2.7) pela equação (2.6), temos a seguinte equação adimensional:

$$\frac{W}{W_i} = \frac{C_d \cdot A_o \cdot C_2 \cdot \frac{P_s}{\sqrt{T_s}} \cdot f_1 \left(\frac{P_a}{P_s} \right)}{C_d \cdot A_i \cdot C_2 \cdot \frac{P_s}{\sqrt{T_s}} \cdot f_1 \left(\frac{P_e}{P_s} \right)} \quad (2.8)$$

onde W_i é o fluxo de massa de ar através do orifício com a ausência de carga. Fazendo $\gamma = \frac{A_o}{A_i}$ e sabendo que $P_e \approx 1$ bar e que $f_1\left(\frac{P_e}{P_s}\right) = 1$ para valores de $P_e/P_s < 0,528$, isto é, $f_1\left(\frac{P_e}{P_s}\right) = 1$ se $P_s > 1,89$ bar, (o que é comum na maioria dos sistemas pneumáticos), podemos reescrever a equação (2.8) como:

$$\frac{W}{W_i} = \gamma \cdot f_1\left(\frac{P_a}{P_s}\right) \quad (2.9)$$

O comportamento da relação adimensional da equação (2.9) é apresentado no gráfico da figura (2.14) para alguns valores de γ .

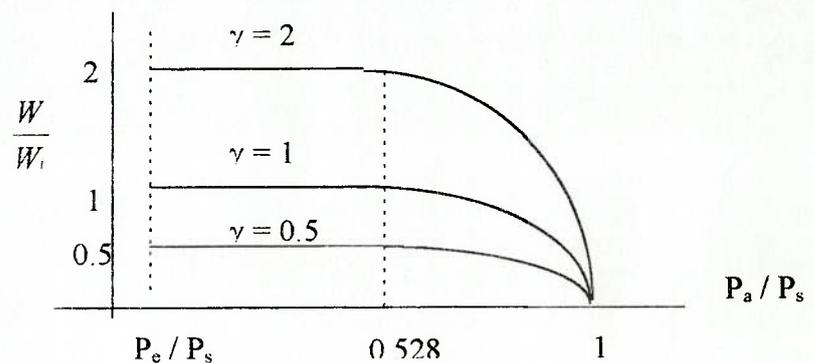


Figura 2.14: Comportamento adimensional do fluxo de massa em função de P_a/P_s .

Podemos observar que $P_e/P_s \leq P_a/P_s \leq 1$, ou seja, P_a nunca é maior do que P_s , e nunca é menor do que P_e .

Notamos também que, para valores de P_a/P_s menores que 0,528, a relação W/W_i é constante e dependente apenas da relação entre as áreas de abertura γ , facilitando bastante o controle da vazão através de um motor pneumático. Porém, o controle de vazão será dificultado se uma carga for aplicada ao motor, tal que, P_a/P_s seja maior do que 0,528. Assim, nesta faixa, a relação W/W_i deixa de ser uma função somente da constante, γ , passando a depender também da relação P_a/P_s .

3º Caso - Escoamento através de um orifício situado após uma carga ou motor

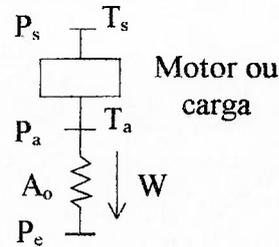


Figura 2.15: Fluxo de massa através de um orifício de área variável com pressão variável na entrada.

Substituindo P_u por P_a , P_d por P_e e T_u por T_a na equação (2.1), e em seguida, dividindo pela equação (2.6) e utilizando as mesmas considerações do caso anterior, temos:

$$\frac{W}{W_i} = \frac{C_d \cdot A_o \cdot C_2 \cdot \frac{P_a}{\sqrt{T_a}} \cdot f\left(\frac{P_e}{P_a}\right)}{C_d \cdot A_i \cdot C_2 \cdot \frac{P_s}{\sqrt{T_s}} \cdot f_1\left(\frac{P_e}{P_s}\right)} = \gamma \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot f_1\left(\frac{P_e}{P_a}\right) \cdot \frac{\sqrt{T_s}}{\sqrt{T_a}} \quad (2.9)$$

onde, W_i seria o fluxo de massa através do orifício se não existisse a carga. Observa-se que esta equação representa uma expressão adimensional para o fluxo de massa que atravessa a carga e o orifício da figura (2.15).

Sabemos que T_a é diferente de T_s , mas observamos que na equação (2.9) a relação W / W_i varia com o inverso da raiz quadrada de T_a . Por exemplo: Supondo $T_s = 293$ K ou 20 °C e $T_a = 242$ K ou -31 °C, a razão entre $\frac{\sqrt{T_s}}{\sqrt{T_a}} = \frac{\sqrt{293}}{\sqrt{242}} = 1,1$, ou seja, se considerarmos esta razão igual a 1, estaremos errando 10% para estas temperaturas segundo BLACKBURN (1960). Contudo, esta análise deve ser completada em termos das pressões envolvidas. Considerando o processo de expansão do ar, que ocorre no motor ou carga como sendo isoentrópico ou adiabático a relação entre T_s e T_a é dada por:

$$\frac{T_s}{T_a} = \left(\frac{P_s}{P_a} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} \quad (2.10).$$

Sendo $k = 1,4$, temos que a relação $\frac{\sqrt{T_s}}{\sqrt{T_a}}$ será menor que 1,1 se P_a / P_s for maior que 0,51. Se por outro lado, considerarmos o processo de expansão no motor ou carga como politrópico com $k = 1,3$, como foi determinado em HUNOLD (1993) para um motor pneumático, a relação P_a / P_s deve ser maior que 0,44 para que $\frac{\sqrt{T_s}}{\sqrt{T_a}}$ seja considerado próximo de 1. Consideramos então, para as condições de processo vistas acima, que $T_a \approx T_s$ sem receio de estar cometendo erros relevantes. Então, a equação (2.9) pode ser escrita como:

$$\frac{W}{W_i} = \gamma \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot f_1 \left(\frac{P_e}{P_a} \right) \quad (2.11)$$

Observando a equação (2.11), verificamos que o termo $f_1 (P_e / P_a)$ é igual a 1 sempre que $P_e / P_a \leq 0,528$. Se P_s e P_e são constantes, podemos dizer que a relação $P_s / P_e = n$. Substituindo P_e por P_s / n na desigualdade acima, teremos $f_1 (P_e / P_a) = 1$ sempre que $P_a / P_s \geq 1,89/n$.

Para que T_a possa ser considerada igual a T_s tem-se $1,89/n \geq 0,51$, ou $n \leq 3,71$. Se tomarmos γ como parâmetro na região de $P_a / P_s \geq 1,89/n$, podemos afirmar que a relação W / W_i é uma função linear de P_a / P_s ou de $\Delta P / P_s$, pois $\Delta P = P_s - P_a$. A figura (2.16 a e b) mostra o comportamento da equação (2.11) em função de P_a e ΔP para alguns valores parametrizados de γ .

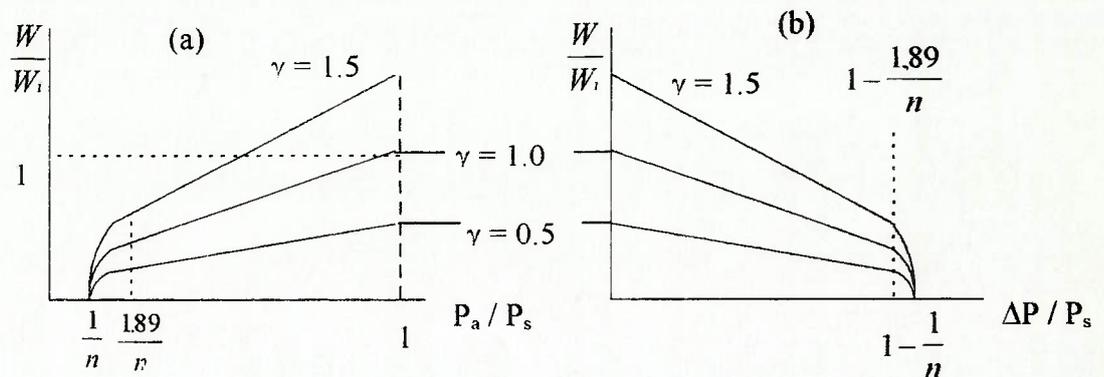


Figura 2.16: Comportamento adimensional do fluxo de massa em função da relação (a) P_a / P_s e (b) $\Delta P / P_s$.

Contudo, se o processo de expansão gasosa for adiabático e $n \geq 3,71$, a região de linearidade só poderá ser considerada para valores de $P_a / P_s \geq 0,51$. Do mesmo modo, se o processo for politrópico com $k = 1,3$ e $n \geq 4,30$, a região de linearidade só poderá ser considerada para valores de $P_a / P_s \geq 0,44$. Conclui-se, portanto, que há uma dificuldade em se controlar a vazão através de uma restrição após a carga ou motor, porque o escoamento sempre é função da relação P_a / P_s ou $\Delta P / P_s$, além de não ser linear para certos valores de P_a / P_s . Desse modo, é aconselhável que o fluxo seja sempre controlado pelo primeiro orifício.

Novamente podemos observar no gráfico que $P_e / P_s \leq P_a / P_s \leq 1$, ou seja, P_a nunca é maior do que P_s e nunca é menor do que P_e .

4º Caso - Escoamento através de dois orifícios em série com áreas proporcionais. Um antes e o outro após a carga ou motor

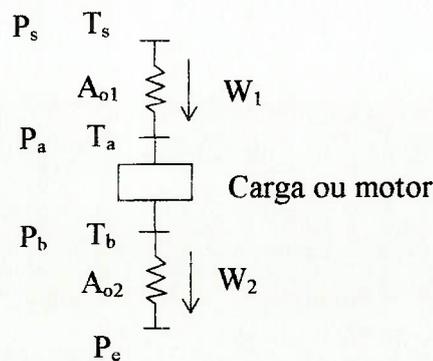


Figura 2.17: Fluxo de massa através de dois orifícios de área variável em série separados por uma carga ou motor

Se na equação (2.1), substituirmos P_u por P_s , P_d por P_a e T_u por T_s , o fluxo de massa W_1 através do orifício de área A_{o1} e da carga, mostrado na figura (2.17), é dado por:

$$W_1 = C_{d1} \cdot A_{o1} \cdot f_1 \left(\frac{P_a}{P_s} \right) \cdot C_2 \cdot \frac{P_s}{\sqrt{T_s}} \quad (2.11)$$

Do mesmo modo, substituindo P_u por P_b , P_d por P_e e T_u por T_b na equação (2.1), o fluxo de massa W_2 através do orifício de área A_{o2} , mostrado na figura (2.17), é dado por:

$$W_2 = C_{d2} \cdot A_{o2} \cdot f_1 \left(\frac{P_e}{P_b} \right) \cdot C_2 \cdot \frac{P_b}{\sqrt{T_b}} \quad (2.12)$$

Considerando o escoamento sem vazamento, podemos igualar a equação (2.11) à equação (2.12), resultando no seguinte:

$$C_{d1} \cdot A_{o1} \cdot f_1 \left(\frac{P_a}{P_s} \right) \cdot C_2 \cdot \frac{P_s}{\sqrt{T_s}} = C_{d2} \cdot A_{o2} \cdot f_1 \left(\frac{P_e}{P_b} \right) \cdot C_2 \cdot \frac{P_b}{\sqrt{T_b}} \quad (2.13)$$

Admitindo-se o escoamento no motor ou na carga como sendo um processo adiabático (ou isoentrópico), tem-se que a relação entre as temperaturas T_a e T_b é dada por $\frac{T_b}{T_a} =$

$\left(\frac{P_a}{P_b} \right)^{\frac{1-k}{k}}$. Assumindo ainda que $C_{d1} \approx C_{d2}$, considerando $T_s = T_a$ ⁷, utilizando a relação

entre as áreas $A_{o2} = A_{o1} \cdot \alpha$ e sendo $P_b = P_a - \Delta P$ onde ΔP é a perda de pressão no motor ou carga, podemos reescrever a equação (2.13) do seguinte modo:

$$\frac{f_1 \left(\frac{P_a}{P_s} \right)}{f_1 \left(\frac{P_e}{P_a - \Delta P} \right)} \cdot \frac{P_s}{P_a - \Delta P} \cdot \left(\frac{P_a}{P_a - \Delta P} \right)^{\frac{1-k}{2 \cdot k}} - \alpha = 0 \quad (2.14)$$

Supondo P_s e P_e constantes, podemos observar na equação (2.14) que a pressão na entrada da carga, P_a , depende apenas da perda de pressão, ΔP , e do fator de

⁷ Esta consideração foi utilizada também em BLACKBURN (1960).

mostram respectivamente o comportamento da pressão P_a e P_b em função de ΔP para vários valores de α . As coordenadas estão normalizadas em relação à P_s .

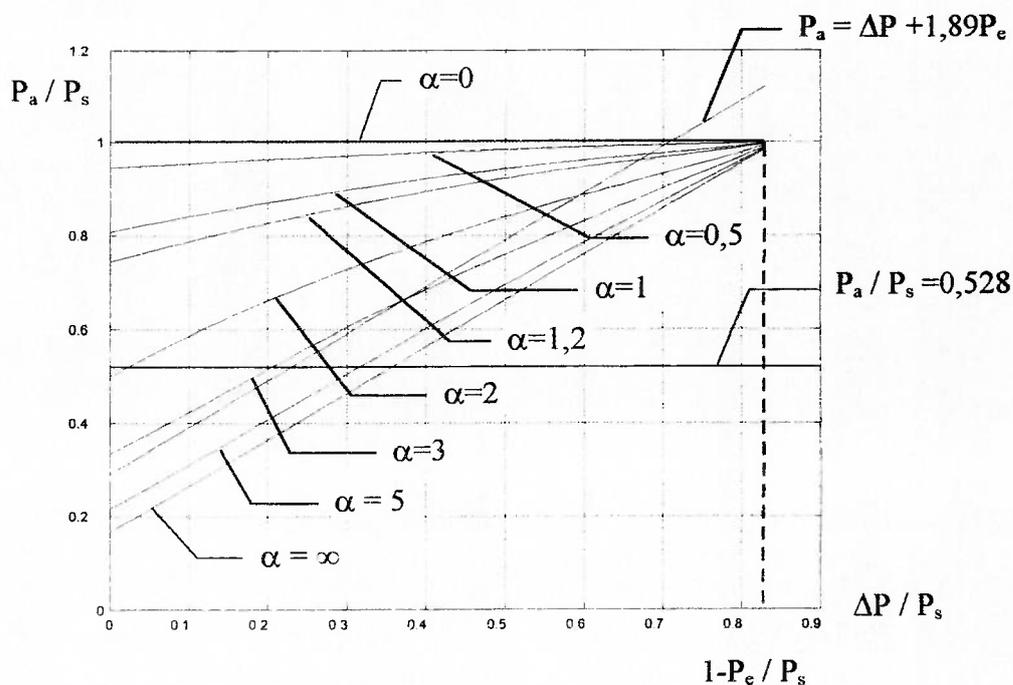


Figura 2.18: Gráfico da pressão na entrada do motor em função da perda de pressão.

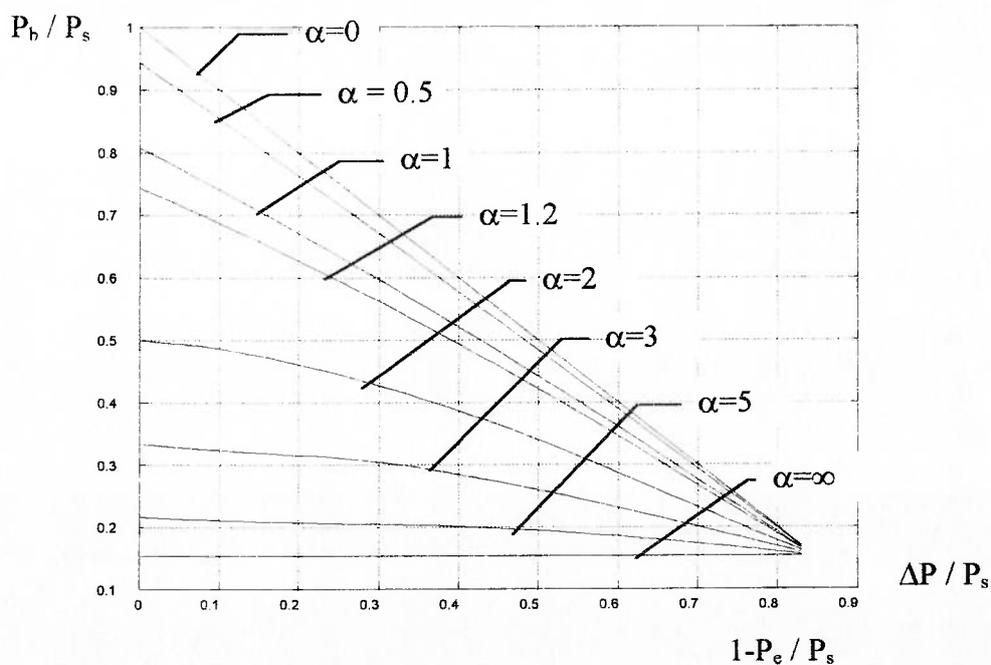


Figura 2.19: Gráfico da pressão na saída do motor em função da perda de pressão.

Nota-se que o valor de $\Delta P / P_s$ nunca ultrapassa o valor de $(P_s - P_e) / P_s$, porque $P_a \leq P_s$ e $P_b \geq P_e$. Também podemos notar que quando ΔP se aproxima do seu valor máximo, P_a se aproxima de P_s para qualquer valor de α . Outra observação importante no gráfico é que as curvas tendem a ficar mais próximas uma das outras com o aumento do valor de α . Para $\alpha = \infty$, temos respectivamente a reta horizontal $P_b = P_e$ no gráfico da figura (2.19), e a reta $P_a = P_e + \Delta P$ no gráfico da figura (2.18), onde P_b foi substituído por P_e . Para $\alpha = 0$, temos respectivamente a reta $P_b = P_s - \Delta P$ no gráfico da figura (2.19), onde P_a foi substituído pelo valor constante de P_s , e a reta a reta horizontal $P_a = P_s$ no gráfico da figura (2.18).

Conclui-se, então, que se P_b for igual a P_e para qualquer valor de ΔP , (α tendendo ao infinito), tem-se a condição correspondente ao 2º caso que foi discutido anteriormente. A simulação de um caso particular, ($P_s = 6,5$ bar, $P_e = 1$ bar, $T_s = 293$ K, $\alpha = 3$, $A_{o\max} = 38,5$ mm² e ΔP variando de 0 a 5,5 bar), do fluxo de massa através do sistema da figura (2.17), apresentada na figura (2.20), para alguns valores de A_o , confirma esta conclusão ao ser comparada com o gráfico da figura (2.14). Neste caso, o

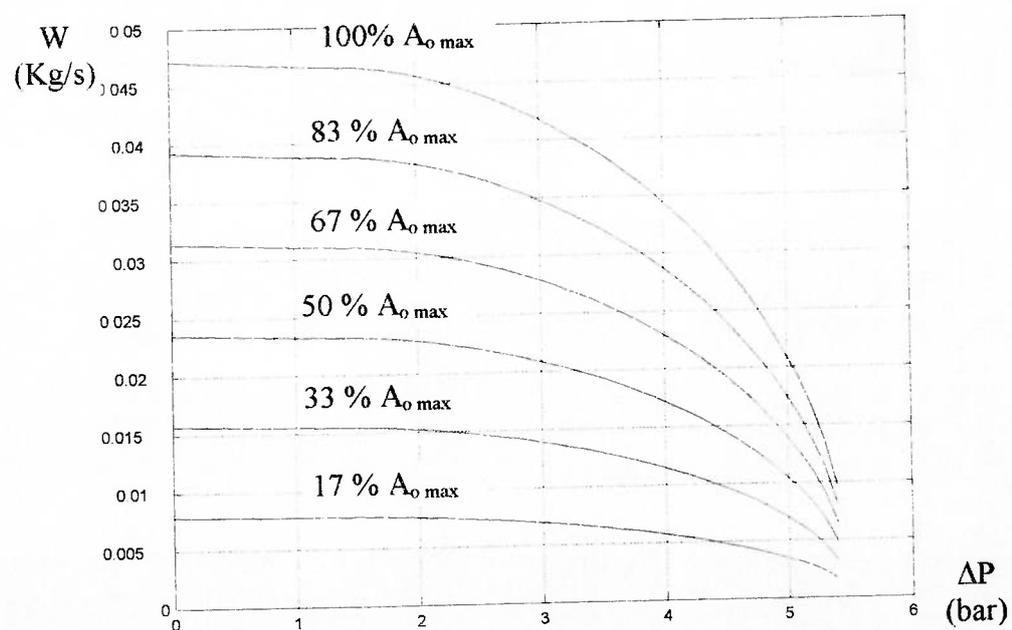


Figura 2.20: Simulação do comportamento do fluxo de ar em função de ΔP através de um sistema particular para alguns valores de A_o e $\alpha = 3$.

segundo membro da equação (2.13) tem pouca influência, e é equivalente dizer que ele deixa de existir sem que se altere de forma significativa a validade da equação (2.14), podendo-se então, calcular o fluxo de massa através da equação (2.11).

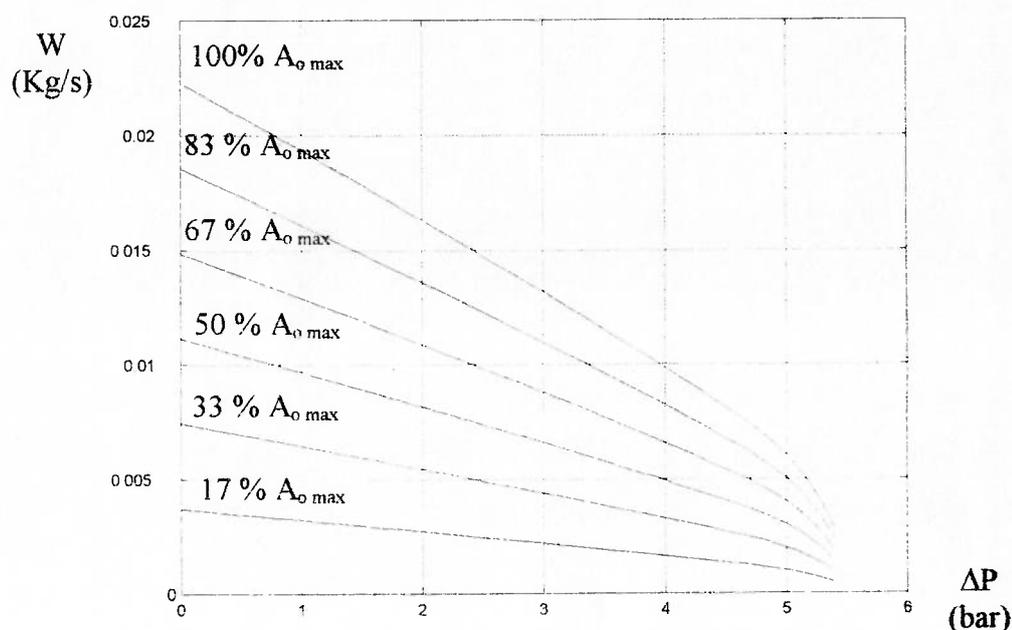


Figura 2.21: Simulação do comportamento do fluxo de ar em função de ΔP através de um sistema particular para alguns valores de A_o e $\alpha = 0,5$.

Por outro lado, conclui-se que se P_a tende a P_s para qualquer valor de ΔP (α tendendo a zero), tem-se a condição correspondente ao 3º caso. A simulação do mesmo caso particular anterior, porém, com $\alpha = 0,5$, apresentada no gráfico da figura (2.21), e comparada com a figura (2.16 b), confirma esta conclusão. Neste caso, o primeiro membro da equação (2.13) tem pouca influência, e é equivalente dizer que ele deixa de existir sem que se altere de forma significativa a validade da equação (2.14), podendo-se calcular o fluxo de massa através da equação (2.12).

Para os valores de P_a/P_s abaixo do valor crítico 0,528, o escoamento estará bloqueado no primeiro orifício podendo estar bloqueado também no segundo orifício se $P_a > \Delta P + 1,89 P_e$ ou $P_b > 1,89 P_e$. 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 a bloqueagem do escoamento no primeiro orifício. Os valores das pressões

possível com a bloqueio do escoamento no primeiro orifício. Os valores das pressões para o alcance desta condição são apresentados no gráfico da figura (2.18), abaixo da reta $P_a / P_s = 0,528$. Verifica-se que estes valores existem apenas onde α é maior que aproximadamente 2.

Se utilizarmos a equação (2.14) e a equação (2.11) poderemos verificar também a influência do fator de proporcionalidade, α , na vazão mássica que escoo pelo sistema da figura (2.17) para qualquer valor possível de ΔP . O gráfico da figura (2.22) apresenta a vazão mássica de ar que escoo através do sistema, para alguns valores de α , normalizada em relação à vazão mássica que escoo através do mesmo sistema, com $\alpha = 1$, em função de ΔP normalizado em relação a P_s .

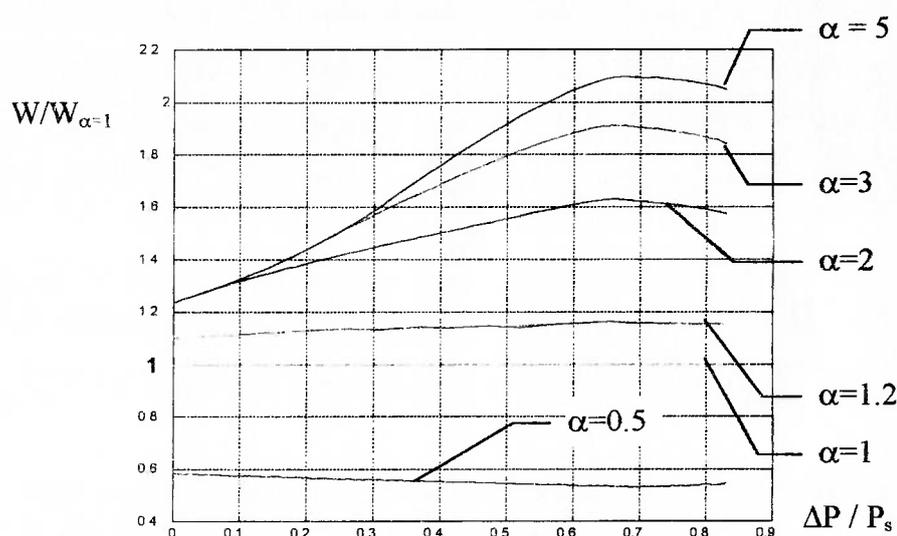


Figura 2.22: Gráfico da relação entre vazões normalizadas em relação à vazão para $\alpha=1$ em função da perda de pressão para alguns valores de α .

O que se destaca neste gráfico é o aumento de $W/W_{\alpha=1}$ a medida que o fator de proporcionalidade é aumentado. O formato das curvas é dado pela influência de ΔP no valor de P_a e os pontos de máximo são verificados exatamente onde o fluxo, $W_{\alpha=1}$, deixa de estar bloqueado no segundo orifício, isto é, onde a curva de $\alpha = 1$ é interceptada pela reta $P_a = \Delta P + 1,89 P_e$ no gráfico da figura (2.18).

No início do item foi declarado que P_s seria considerado constante. Porém, se o sistema (orifícios de controle e a carga) não estiver próximo a um grande reservatório, a

pressão P_s na entrada do sistema será variável e dependente da vazão de ar em uso. Para este caso, quanto maior a área de abertura dos orifícios maior a velocidade de queda na pressão de entrada no sistema, P_s para uma mesma perda de pressão, ΔP , imposta na carga. A figura (2.23) mostra a variação de P_a em função de ΔP para α igual a 1.2 e para vários valores parametrizados de P_s . As coordenadas e os parâmetros estão normalizados em relação a um valor fixo de P_s . Este gráfico também foi originado da equação (2.14) e permite a utilização da figura 2.18 na verificação dos valores de P_a nos ensaios experimentais, mesmo com a variação de P_s , já que observamos a equidistância das curvas para valores equidistantes de P_s / P_s .

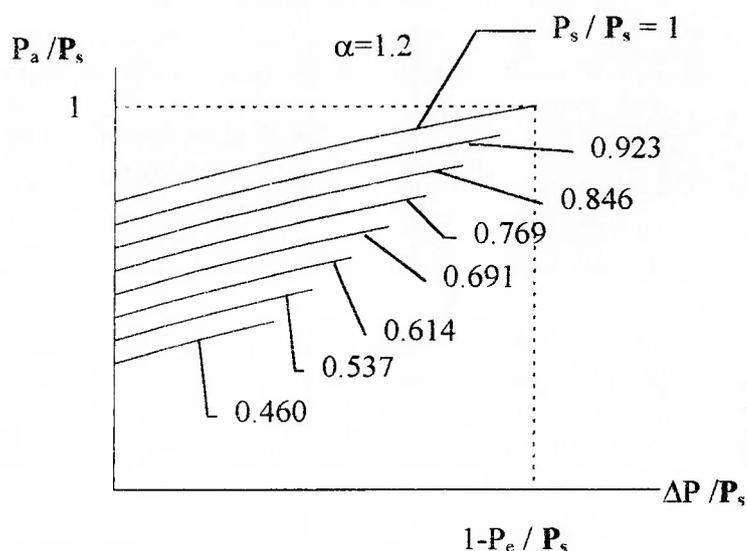


Figura 2.23: Gráfico de P_a em função de ΔP para alguns valores de P_s .

2.2.3 Análise da influência do fator de proporcionalidade, α , no desempenho de um motor pneumático

O modelamento da dinâmica de um motor pneumático apresentado em HUNOLD (1993) fornece algumas equações para cálculo da rotação, torque e potência em função de alguns parâmetros do motor, fluxo de massa e pressões envolvidas. Após algumas operações simples de álgebra estas equações são simuladas. Os resultados desta simulação permitirá escolha de um valor mais apropriado de α para um melhor desempenho do motor.

HUNOLD (1993) descreve o fluxo de massa de ar consumido no motor pneumático sem vazamentos através da equação⁶ (2.15):

$$W = \rho_a \cdot V_o \cdot n \quad (2.15)$$

sendo ρ_a a densidade do ar na entrada do motor, V_o o volume útil de ar deslocado por volta do eixo do motor e n a rotação do eixo do motor. Normalizando a rotação, n , para alguns valores de α em relação à rotação para $\alpha = 1$, $n_{(\alpha = 1)}$, e substituindo ρ_a por $P_a/(R \cdot T_a)$ temos:

$$\frac{n}{n_{(\alpha = 1)}} = \frac{W}{W_{(\alpha = 1)}} \cdot \frac{P_a(\alpha - 1)}{P_a} \quad (2.16)$$

Observa-se que na equação acima, assumimos que T_a é igual a T_s para qualquer valor de α . Pela equação (2.11), vimos que W é função de P_a , que por sua vez é função de ΔP , como mostra a equação (2.14). Assim, podemos simular a equação (2.16) em função de ΔP para alguns valores de α . O resultado é apresentado no gráfico da figura (2.24).

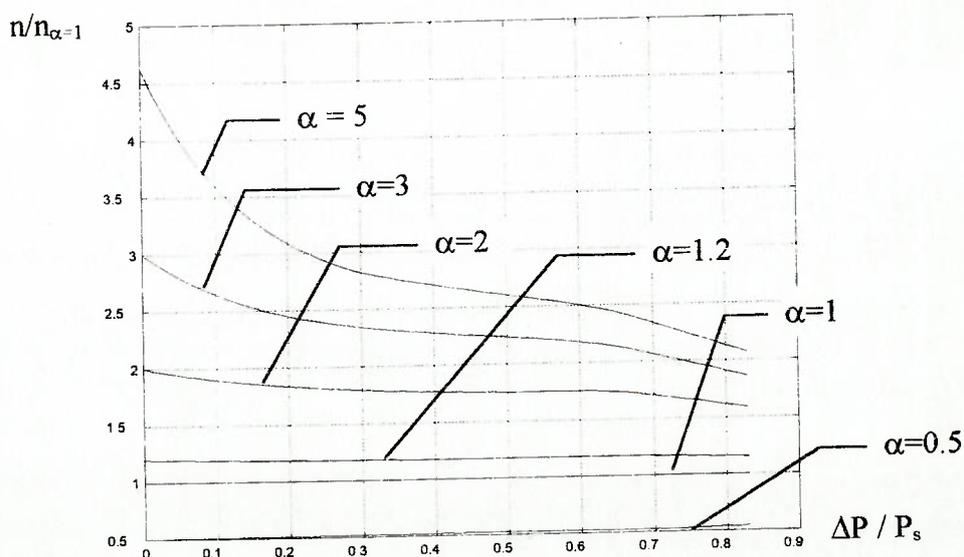


Figura 2.24: Gráfico de $n/n_{\alpha=1}$ em função de ΔP , para alguns valores de α .

⁶ As unidades das equações não terão relevância, já que será feito um estudo relativo das grandezas em questão.

Verificamos através do gráfico acima que as maiores rotações no motor pneumático são alcançadas para valores maiores de α . Podemos perceber também, que o aumento de rotação relativo maior é verificado para valores pequenos de ΔP . Isto pode ser explicado pelas menores pressões alcançadas na saída do motor, P_b para maiores valores de α .

HUNLOLD (1993) modelou simplificadamente o torque no eixo motor através da seguinte equação:

$$\tau = \Delta P \cdot L \cdot (x - r) \cdot \left(\frac{x + r}{2} \right) \quad (2.17)$$

sendo $\Delta P = P_a - P_b$, ou seja, a diferença entre as pressões na entrada e saída do motor respectivamente e as demais variáveis, dimensões geométricas do motor. Normalizando a equação (2.17) em relação ao torque produzido na condição de $\alpha = 1$, temos $\tau/\tau_{(\alpha=1)} = 1$. Concluimos, então, que o torque não é dependente dos valores de α .

Sabemos que a potência no eixo de um motor é dada por, $N = \tau \cdot n$. Se normalizarmos esta equação em relação à potência obtida para $\alpha = 1$ e for gerado um gráfico desta normalização em função de ΔP , para vários valores de α , conclui-se que este gráfico apresentará as mesmas curvas do gráfico da figura (2.24). Logo, potências maiores serão obtidas através de valores maiores de α .

A conclusão final é que o fator de proporcionalidade, α , mais adequado entre a área do orifício de exaustão e a área do orifício de pressão de uma válvula pneumática proporcional de 4 vias, deve ser o maior possível. Além de permitir o controle proporcional de vazão através do sistema pneumático em questão, mesmo com uma certa perturbação nos valores de ΔP ou do torque, estes valores mais altos oferecem ainda um maior aproveitamento da potência disponível do motor em toda sua faixa de operação.

Capítulo 3- REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 Introdução

Para a realização deste trabalho pesquisou-se vários tipos de válvulas pneumáticas capazes de regular a vazão ou pressão em suas saídas. Pesquisou-se as válvulas existentes e propostas, seus princípios de funcionamento, meios de construção, materiais e desempenho. Estas informações foram imprescindíveis para a concepção e execução do projeto, objetivando atender aos objetivos propostos.

Em BLACKBURN (60) são apresentados 3 tipos básicos de válvula: As de elemento deslizante, as de elemento de assento e as de elemento de divisão de fluxo como mostra a figura (3.1).

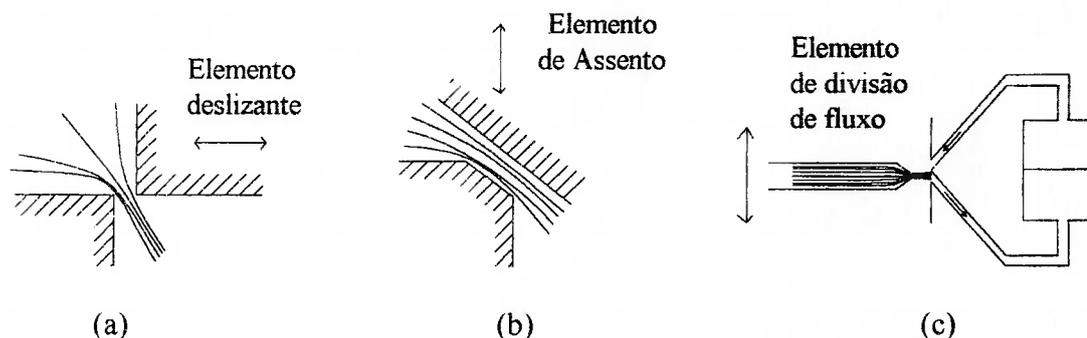


Figura 3.1: Configurações de válvulas controladoras de fluxo.

As válvulas de elemento de assento, figura (3.1.b), 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. Estas características limitam bastante o uso destas válvulas em servo aplicações e portanto, não

serão discutidas. As válvulas de elemento de divisão de fluxo, figura (3.1.c), 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. Por isso, também não serão objeto de discussão. Dessa forma, descreveremos a seguir, somente as válvulas de elemento deslizante e uma válvula rotativa tipo moduladora de pulso (PWM), discutindo os aspectos mais importantes relacionados aos nossos objetivos.

3.2 Válvula Carretel de 4 Vias

Esta válvula, mostrada esquematicamente na figura (3.2), é o tipo mais usado no controle de sistemas hidráulicos de potência. 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.

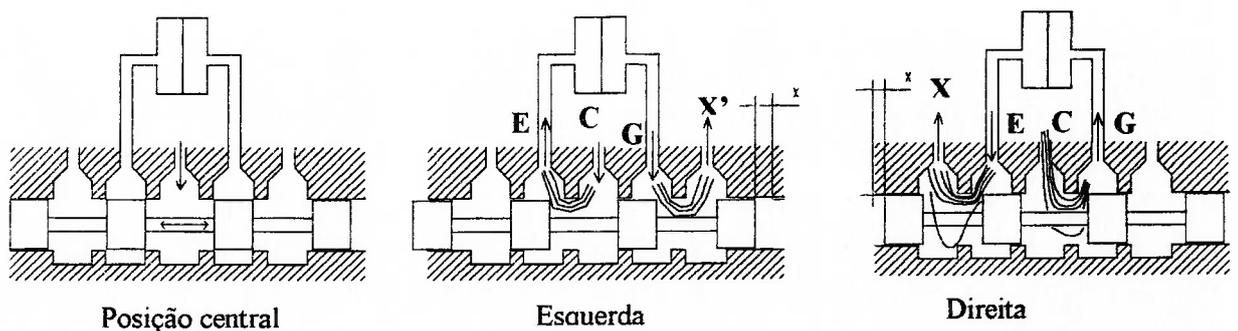


Figura 3.2: Esquema de funcionamento da válvula carretel.

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 pneumático. Se o carretel estiver na posição central não há escoamento através da válvula.

3.3 Válvula D

A figura (3.3) 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 **M₁**, vai até a carga e retorna à válvula pela porta **M₂** e então escapa pela exaustão **e**; se o movimento é feito na direção contrária a habilitação das portas é invertida.

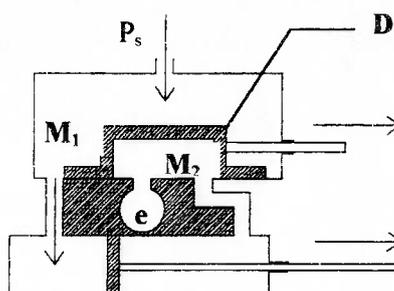


Figura 3.3: Válvula D.

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 aplicação é limitada pela necessidade de grandes esforços na operação, gerados justamente pela diferença de pressão entre os lados do elemento.

3.4 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” que permite a obtenção de tolerâncias estreitas a custo reduzido, surgindo como uma versão “desenrolada” da válvula carretel. Como podemos observar na figura (3.4), as superfícies deslizantes são agora planas, facilitando a usinagem e o controle das medidas. Além disso, as válvulas tipo placa podem ser completamente balanceadas, de maneira simples, em termos de pressões diferenciais e de esforços originados pelo escoamento na mudança de direção, segundo BLACKBURN (1960).

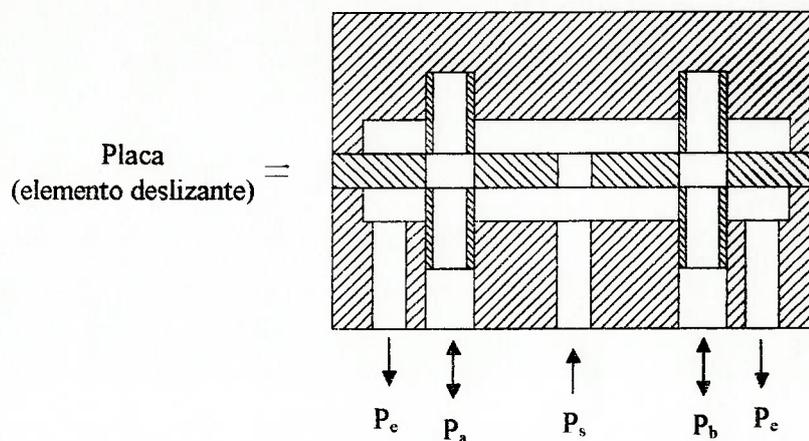


Figura 3.4: Válvula placa fechada.

O princípio de funcionamento é o mesmo das válvulas descritas nos itens 3.2 e 3.3 e melhor representado na figura (1.4). Este tipo de válvula permite uma grande variedade de configurações. Esta liberdade de alteração no formato das cavidades, arranjo de orifícios e passagens, nos permitiu projetar a VPP de uma maneira diferente da apresentada aqui. Isto foi necessário pela dificuldade de obtenção de um atuador linear para o modelo da figura (3.4).

3.5 Válvula Suspensa

Esta válvula é uma derivação da válvula tipo placa e é mostrada na figura (3.5). A folga adequada para a movimentação das partes é garantida antes da montagem, portanto, não há contato metal-metal. Isto garante a ausência de fricção possibilitando

que a força de operação seja totalmente empregada na deflexão da parte suspensa. A técnica “furo-bucha” também é empregada nesta configuração de válvula. Assim as válvulas suspensas são uma boa opção, onde outras configurações seriam economicamente proibitivas segundo S.Y.Lee e J.F.Blackburn em BLACKBURN (60).

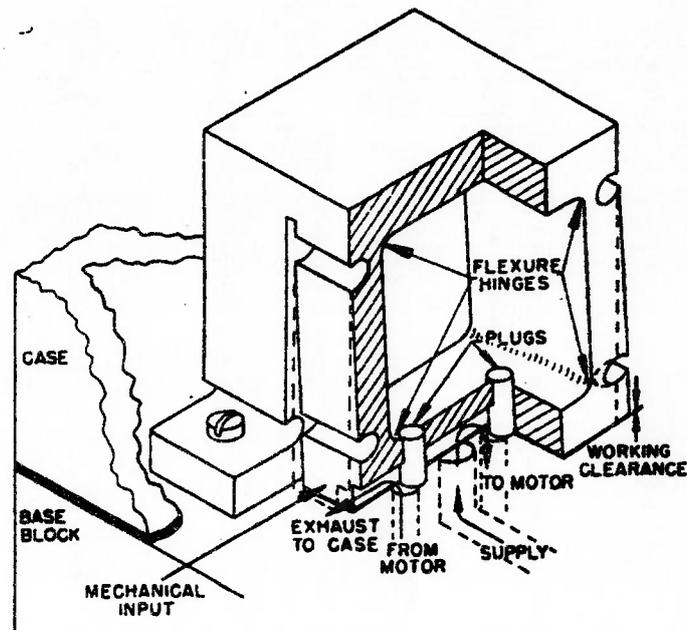


Figura 3.5: Válvula suspensa [BLACKBURN (1960)].

3.6 Válvula Eletropneumática Para Controle de Pressão

É um tipo de válvula carretel que controla a pressão na sua saída ao invés de controlar o fluxo de massa. A figura (3.6) 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.

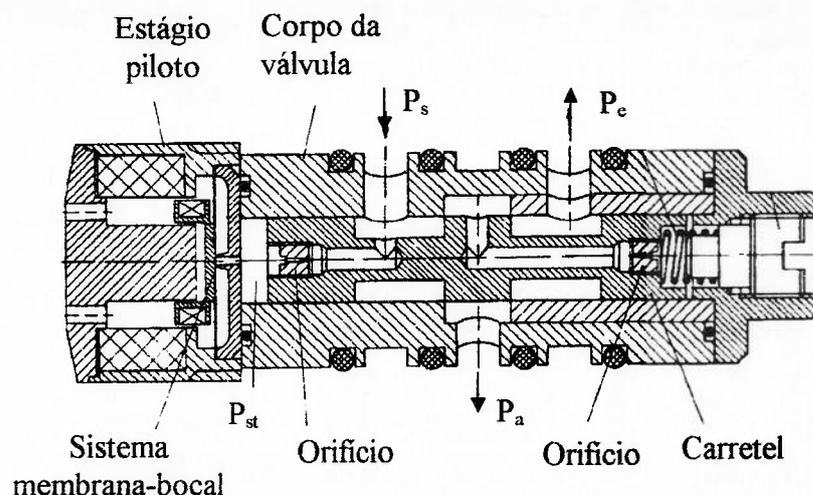


Figura 3.6: Válvula eletropneumática em corte transversal [BACKÉ (1986)].

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_{st} , seja igual à especificada. Através de um canal interno no carretel, a pressão a ser controlada, P_a 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} .

Este é o único tipo de válvula de controle para sistemas pneumáticos disponível comercialmente no Brasil². Apesar da eficiência comprovada, possui os mesmos inconvenientes da válvula de carretel: tolerâncias de fabricação estreitas, alto custo de fabricação, além de ser uma válvula de apenas três vias.

3.7 Válvula Modulada Por Largura de Pulso

² A Festo, a Herion e a Shrader, empresas de produtos pneumáticos para automação, importam este tipo de válvula para a comercialização no Brasil

Tom Royston e Rajendra Singh apresentaram em ROYSTON et al. (1993) uma válvula rotativa modulada por largura de pulso. Sua configuração é apresentada na figura (3.7).

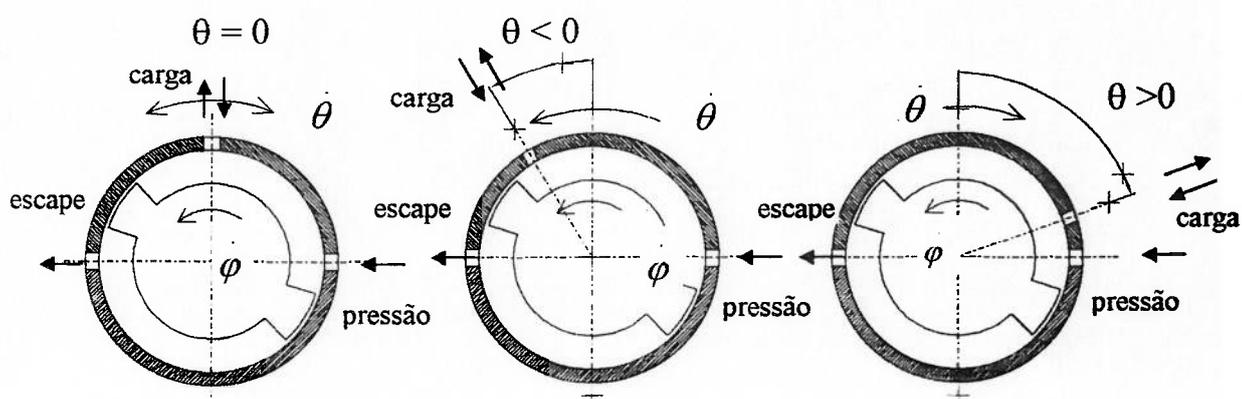


Figura 3.7: Configuração da válvula modulada por largura de pulso.

A válvula de controle rotativa, RCV, funciona da seguinte maneira: O eixo interno gira a uma velocidade φ . 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, φ . 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. Por exemplo, supondo uma condição ideal de funcionamento (pequenas dimensões para todas as portas e vazamento negligenciável), podemos fazer vários gráficos da vazão mássica de ar em função do tempo de funcionamento para alguns ângulos θ , como mostrado na figura (3.8). Esta condição ideal, fornece um perfil retangular para os gráficos. Na realidade os gráficos apresentam um perfil próximo ao trapezoidal, ROYSTON et al. (1993).

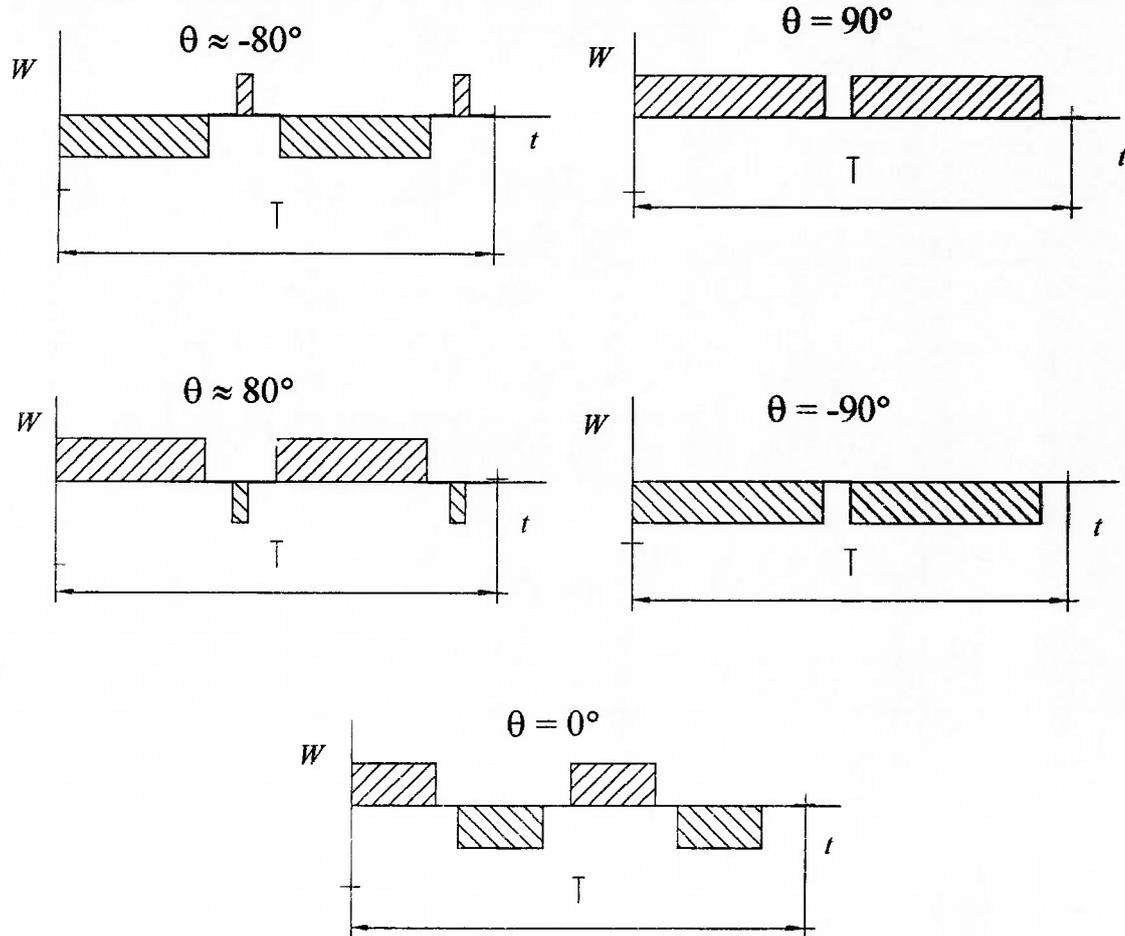


Figura 3.8: Gráficos de W em função de t para vários valores de θ .

Os valores positivos de W se referem à comunicação entre a alimentação e a porta de entrada/saída da carga e os valores negativos, à comunicação entre porta de entrada/saída da carga e o escape. A vazão mássica é proporcional à área efetiva, A_e . A_e é dada por $C_d \cdot A_{\min}$, 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 aproximadamente -80° , percebe-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 aproximadamente 80° o fluxo maior passa a ser entre a porta de alimentação e a entrada/saída da carga.

Sendo T o tempo de uma volta completa do rotor interno, a frequência de um ciclo de pulso é dada por: $\omega_c = 2 \cdot \frac{1}{T}$ ou $\omega_c = \frac{\dot{\varphi}}{\pi}$. O fator 2 significa que a cada volta do rotor interno, temos 2 ciclos completos de pulsos.

Uma das vantagens da RCV é possibilitar uma alta frequência de operação, segundo ROYSTON et al.(1993), 80 Hz. 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 há a preocupação com movimentos reversos de componentes em altas velocidades para obtenção de respostas rápidas, que ocasionam consideráveis forças inerciais, como nas outras válvulas descritas neste capítulo. 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 2 atuadores para sua operação e sua construção não é trivial.

3.8 Válvulas On-Off

Em HARADA (1991), Oyama e Harada apresentaram um trabalho em que foram utilizadas 2 válvulas On-Off de 3 vias, figura (3.9), para controlar o posicionamento de um cilindro pneumático. O princípio de funcionamento das 2 válvulas é a modulação por largura de pulso. Para isto, foram empregados dois solenóides com frequência de 300 Hz para comandar os carretéis das válvulas.

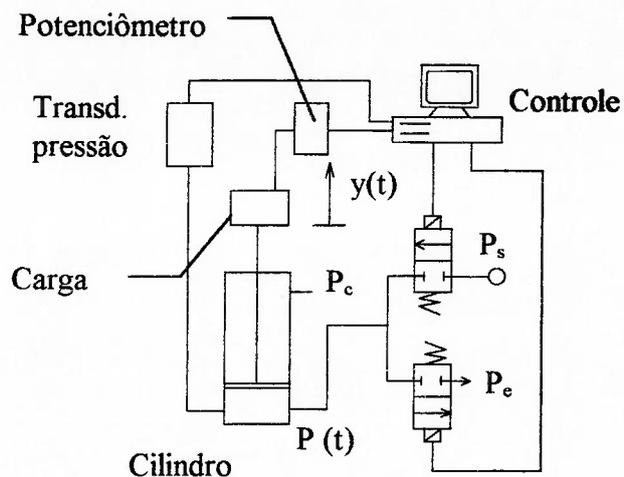


Figura 3.9: Esquema para controle de posição com válvulas On-Off.

Apesar da alta frequência de operação, esta válvula possui um fator limitante que é a área efetiva. Isto faz com que esta válvula seja empregada apenas em aplicações que envolvam pequeno consumo de ar. Se tentássemos aumentar a área efetiva teríamos que aumentar a massa do carretel. Desta forma seria necessário o emprego de solenóides muito potentes para o acionamento de tais carretéis em altas frequências.

Capítulo 4- METODOLOGIA

A metodologia de desenvolvimento da VPP foi **dividida** em 3 etapas : projeto, fabricação e testes. Cada etapa contém a descrição dos procedimentos realizados para o alcance dos objetivos propostos no Capítulo 1.

4.1 Projeto

Depois de se verificar que o modelo de válvula plana tipo placa, proposto em BLACKBURNT (1960), não seria possível de ser operado pela dificuldade de aquisição do atuador linear, pensou-se em um modelo que pudesse ser acionado de forma rotativa.

A figura (4.1) mostra como foi imaginada uma “circularização” da válvula linear. Partindo do mesmo princípio de funcionamento do modelo da figura (3.4) , as câmaras de exaustão, anteriormente separadas, foram 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.

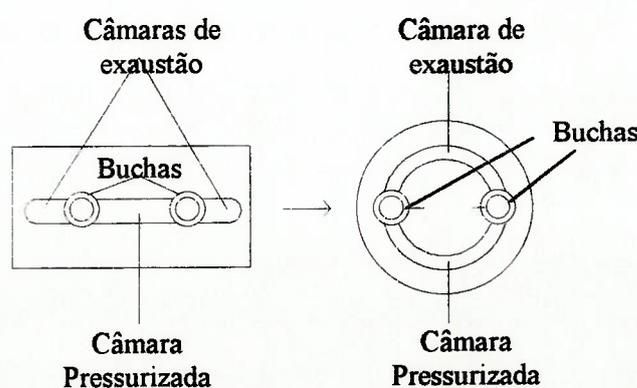


Figura 4.1: “Circularização” da válvula linear.

O elemento móvel não seria mais um bloco, mas sim um disco com movimento giratório, como mostra a figura (4.2). Os espaçadores também deixariam de ser blocos retangulares para se transformar em um único anel.

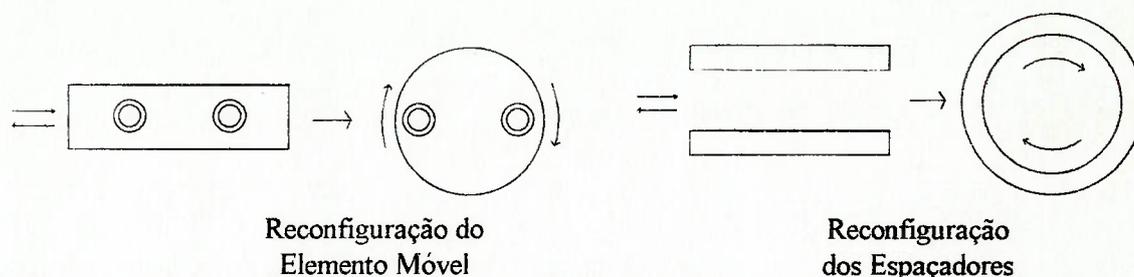


Figura 4.2: Reconfiguração do elemento móvel e dos anéis espaçadores

Aparentemente a válvula necessitaria apenas de uma entrada de ar, mas um diferencial de pressão considerável ocorreria nesta situação, provocando o travamento do disco. A figura (4.3) mostra esta situação. Devido ao diferencial de pressão, o ar entraria primeiro em um dos lados do disco, através das folgas necessárias ao movimento, e o empurraria contra o assento oposto, implicando no seu travamento. Foram usadas então, duas entradas, para que houvesse equilíbrio entre as forças que atuam no lado de cima e de baixo no disco. Nesta condição, o disco permaneceria livre para o movimento circular.

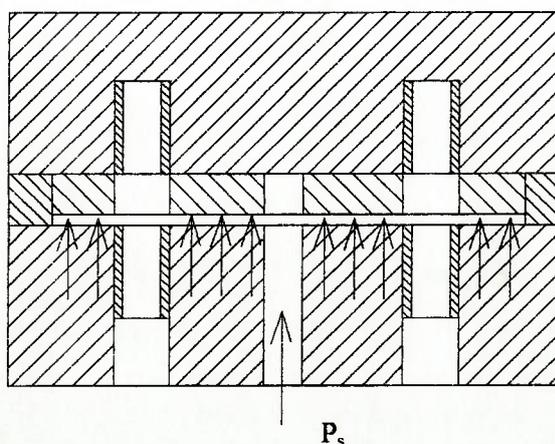


Figura 4.3 : Travamento do disco com alimentação por apenas um dos lados.

Para que haja este equilíbrio, as projeções das áreas das câmaras no disco devem ser simétricas, como indicado nas figuras (4.4.a) e (4.4.b). Estas projeções são representadas pelas áreas com hachura cruzada. As setas maiores indicam as forças geradas pela pressão nas câmaras de alimentação e as menores, as forças geradas pela pressão nas câmaras de exaustão.

Além da preocupação com a simetria do disco, foram feitos na sua superfície alguns rebaixos e também uma comunicação entre os seus dois lados. 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. Contudo, estes rebaixos são mostrados apenas nos desenhos de fabricação, apresentados no apêndice, pela dificuldade de representação tridimensional nas figuras que se seguem.

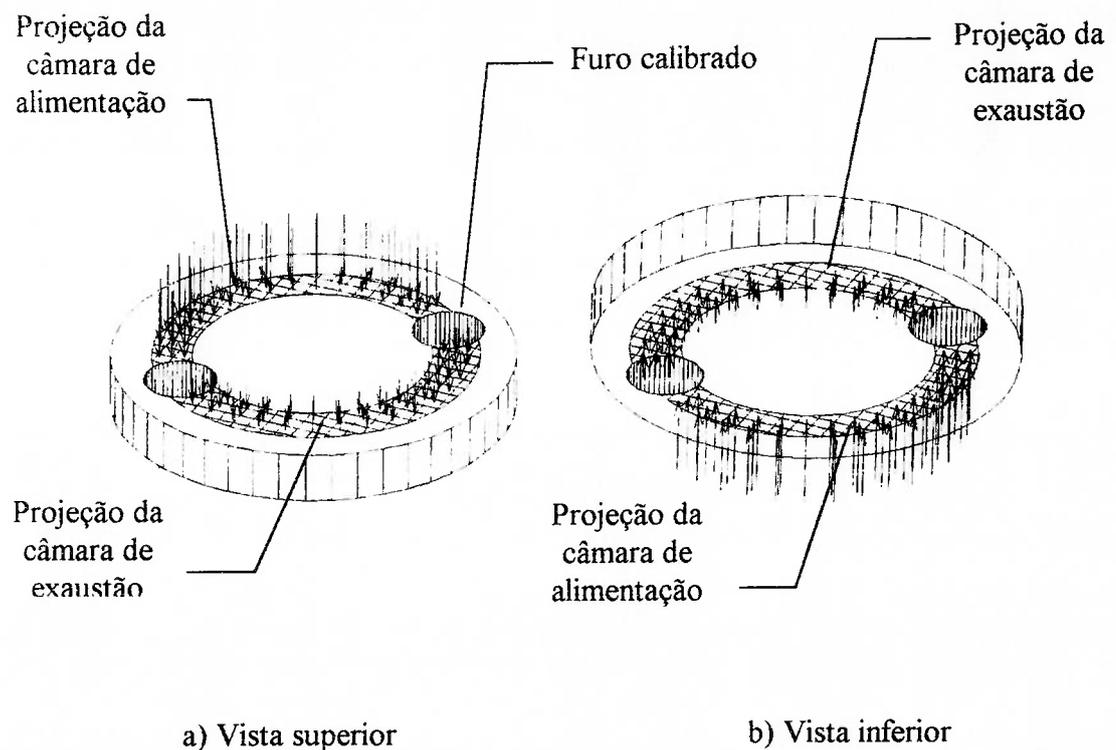


Figura 4.4: Projeções das áreas das câmaras de alimentação e exaustão no prato.

A figura (4.5) mostra uma configuração simplificada da VPP através de uma vista explodida superior do modelo tridimensional, onde podemos destacar a simplicidade geométrica dos elementos.

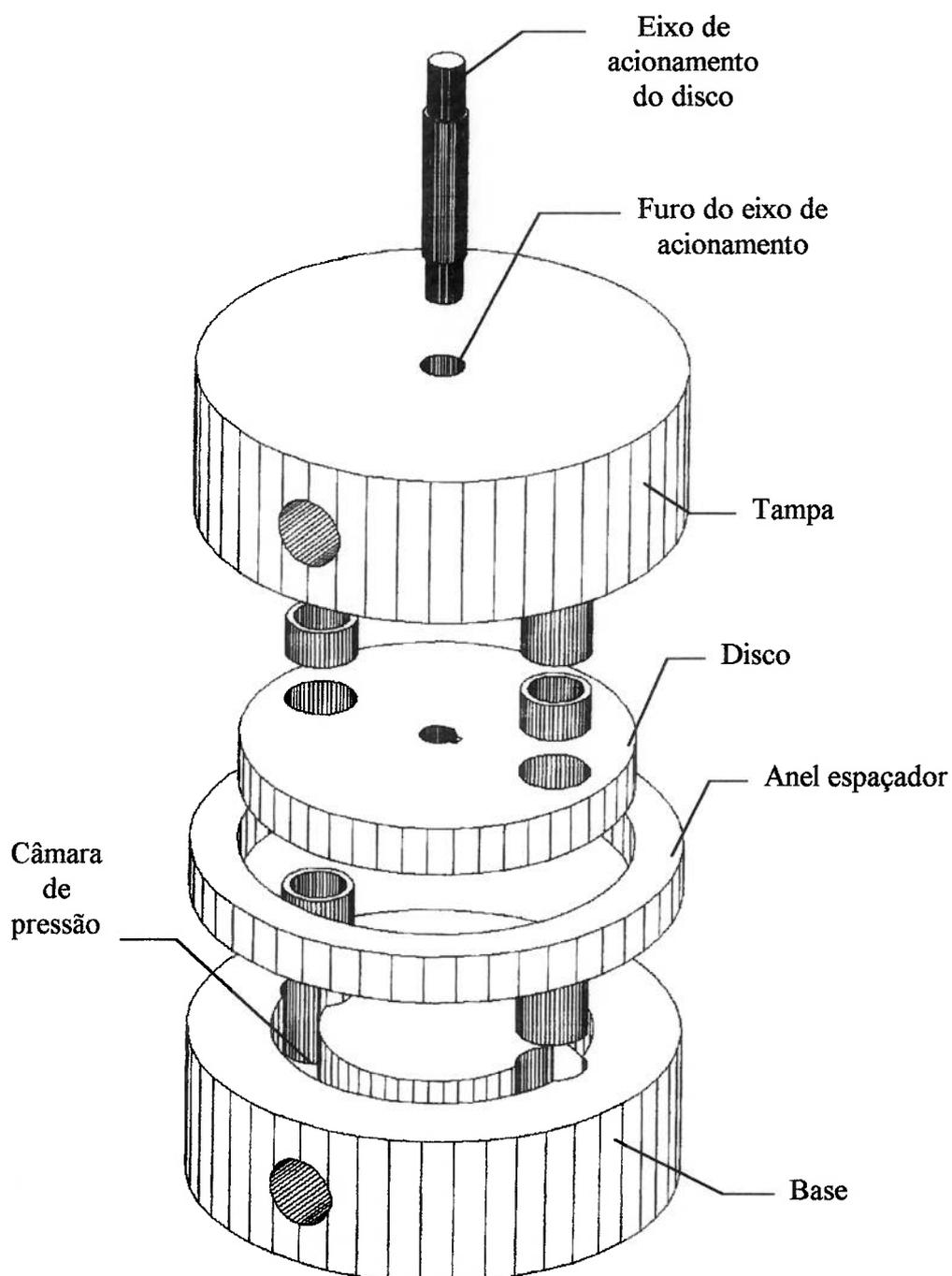


Figura 4.5: Vista explodida superior do modelo tridimensional da válvula.

A figura (4.6) mostra a vista explodida inferior do mesmo modelo tridimensional da figura (4.5), onde pode-se destacar a união entre as câmaras de exaustão e alimentação na tampa da válvula. Esta união será interrompida pelas buchas separadoras. Além dos furos de entrada/saída para o motor, pode-se também destacar a interseção entre o furo de alimentação e a câmara de pressão inferior da base.

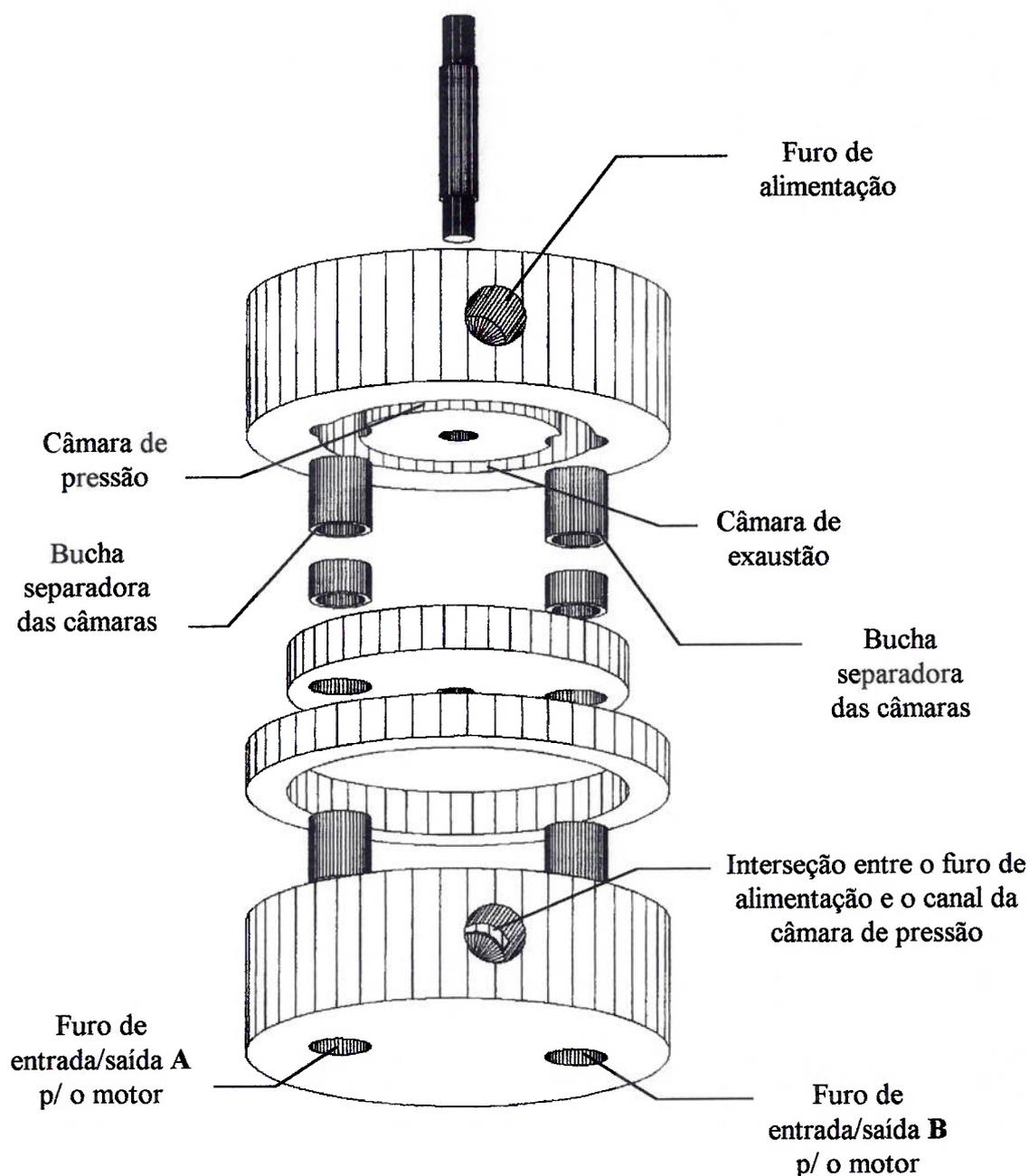


Figura 4.6: Vista explodida inferior do mesmo modelo da figura (4.5).

4.1.1 Dimensionamento

Depois da forma, foi necessário definir as dimensões dos orifícios, cavidades, passagens e câmaras da VPP. A dimensão da “garganta” foi definida pela recomendação prática sugerida em BLACKBURN (1960) e apresentada no capítulo 2, ou seja, a área máxima de abertura da garganta, $A_{o,max}$, deve ser quatro vezes menor que a área mínima de passagem da VPP, $A_{p,min}$. A área mínima de passagem da VPP é a área interna da conexão de ligação entre o motor e a VPP, que é um nípel NPT 1/2” com diâmetro interno de 14 mm, logo, $A_{p,min} = 154 \text{ mm}^2$. Portanto, $A_{o,max} \leq 38.5 \text{ mm}^2$. Afim de se obter um maior fluxo de ar através da válvula, adotamos $A_{o,max} = 38,5 \text{ mm}^2$. Para uma pressão de trabalho de 6,5 bar, temperatura de 20 °C, pressão atmosférica de 1.0 bar e supondo o coeficiente de descarga para a garganta do orifício igual² a 0,8, a vazão máxima de ar através da VPP, dada pela equação (2.1), será 0,047 Kg/s. Deve-se notar que nesta condição o escoamento deverá estar bloqueado, ou seja, f_1 é igual a um.

À 20 °C e pressão atmosférica, a densidade do ar é 1,2 Kg/m³. Logo, a vazão volumétrica de ar máxima, Q , será de 39 l/s. Pelo gráfico da figura (1.6), consumo de ar do motor em função da rotação, observamos que a velocidade angular máxima do motor para a pressão de trabalho 6.5 bar não poderá ser alcançada com uma vazão volumétrica de 39 l/s. Desta forma, o motor trabalhará aquém da sua capacidade, contrariando um dos objetivos propostos inicialmente em sacrifício de se ter uma baixa perda de carga e linearidade no funcionamento, garantindo o bom funcionamento da VPP. Em razão disso, o torque e a potência máxima para esta pressão de trabalho também não poderão ser alcançados.

A figura (4.7) mostra as dimensões da largura do canal da câmara de pressão, w_p , e do deslocamento linear equivalente, (comprimento do arco), X , que compõem a área da garganta, A_o . Esta área é dada por $2 \cdot w_p \cdot X$, sendo que o fator 2 se deve às passagens de cima e de baixo do disco, figura (1.2).

² O valor obtido no teste de uma válvula tipo prato em BLACKBURN (1960) foi de 0,89. Porém, o valor de 0,8 foi adotado por acreditar-se que a forma do orifício da válvula assemelhar-se-á à forma da figura central (2.4).

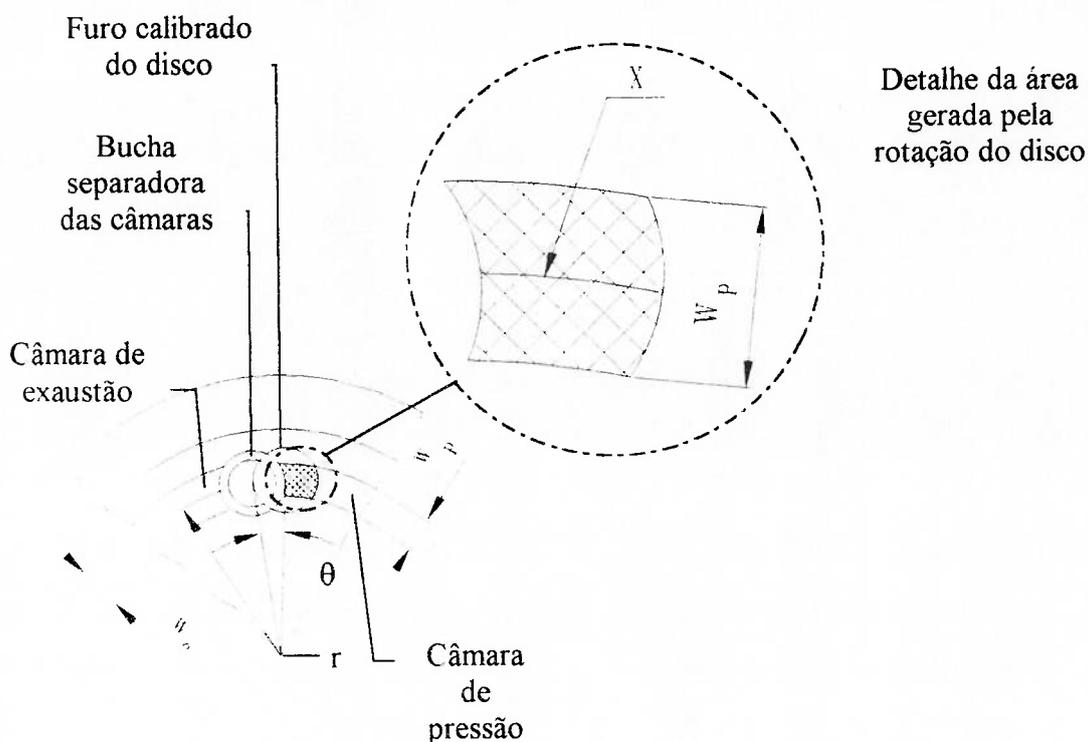


Figura 4.7: Relações entre dimensões na geometria dos furos calibrados.

Arbitrou-se um valor para a largura do canal de pressão, w_p , igual a 10mm de tal maneira que com um pequeno movimento angular no disco obtivéssemos grandes variações em A_o . Dessa forma, na condição de máxima abertura, $X_{m\acute{a}x} = A_{o\acute{m}a}x / w_p \cdot 2$ ou $X_{m\acute{a}x} = 1,97$ mm.

Calculemos agora, o ângulo de rotação do disco, θ , para que se alcance o deslocamento linear máximo, $X_{m\acute{a}x}$. A figura (4.7) também mostra a relação entre estas dimensões. Temos que $X_{m\acute{a}x} = r \cdot \theta$. O raio r , distância entre o centro do disco e o centro dos furos calibrados, foi fixado em 35 mm e corresponde à metade da distância entre os furos de entrada do motor. Assim, na condição de abertura máxima, o ângulo θ será de 0,055 rad ou $3,15^\circ$.

A figura (4.8) apresenta uma vista lateral da base da VPP com um corte parcial passando pelo centro do furo de alimentação e o detalhe da vista também em corte, A-A. A interseção entre o canal e o furo de alimentação é mostrada nas duas vistas.

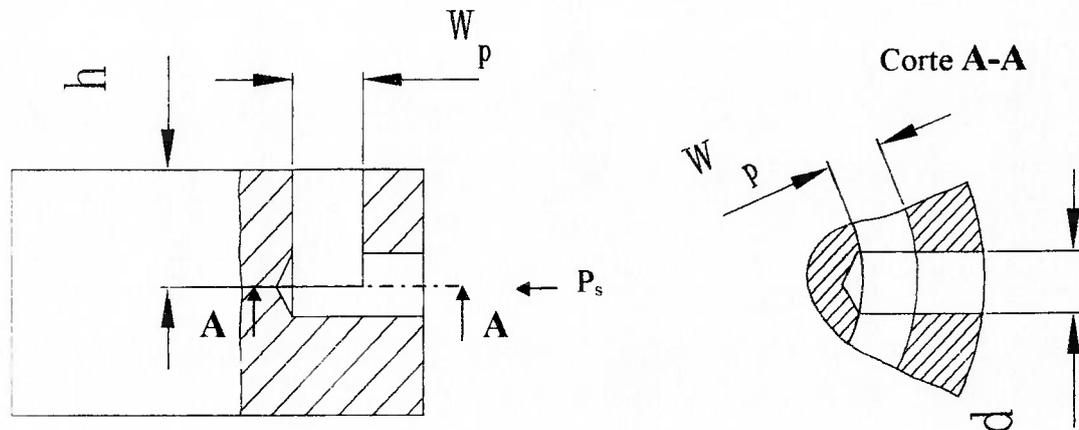


Figura 4.8: Interseção entre o furo de entrada e o canal de pressão.

A profundidade dos canais de pressão e de exaustão, h , foi fixada em 16 mm. A altura das linhas de centro dos furos de pressão e exaustão também foi fixada em 16 mm. Estas dimensões são medidas em relação à superfície superior da base. A largura para o canal de exaustão foi fixada em 12 mm para que a área da garganta na exaustão fosse sempre maior do que a área da garganta do orifício na pressão ($\alpha=1,2$). Com esta dimensão definida, podemos verificar se as outras áreas internas de passagem da VPP são maiores ou iguais a área interna do nípel de 1/2" que é igual a 154 mm². Primeiramente, tomou-se o cuidado de fixar o diâmetro interno de todas as buchas igual a 14 mm. A área dos furos de pressão e exaustão não necessitam de verificação porque possuem diâmetro maior do que a dimensão do nípel que foi base para o estabelecimento de A_{pmin} . A área de interseção entre o canal e o furo de pressão é dada por $2 \cdot d \cdot w_p$, sendo d o diâmetro interno das roscas NPT 1/2" e igual a 18mm e w_p , a largura do canal, igual a 10 mm. O fator 2 se deve ao fato de haver 2 entradas, figura (1.2). Logo, o valor desta área é de 360 mm². A área de escoamento no canal de pressão é dada por $2 \cdot w_p \cdot h$, sendo h a profundidade do canal. Logo, o valor desta área é de 320 mm². Por serem maiores do que as áreas de pressão, as áreas de exaustão não necessitam de verificação.

As demais dimensões, geralmente dimensões externas, foram definidas de modo a comportar as já definidas e objetivando uma simplicidade de fabricação.

O material adotado para a construção da válvula foi o aço ABNT 1045. Por se tratar de um protótipo, a possibilidade da ocorrência de oxidação a médio e longo prazo não foi considerada. Portanto, foi escolhido um material com boa usinabilidade e comercializado em grande escala, o que contribui para a facilidade da execução do projeto. Além disso, este aço possui a capacidade de preservar cantos “vivos” após as operações de usinagem, o que é desejável nos furos calibrados para um aumento na qualidade da operação da válvula, como visto no capítulo 2. Esta qualidade se refere principalmente à estanqueidade na posição central. A figura (1.4) ilustra esta situação em detalhe.

4.2 Fabricação

Após o término do projeto, a fabricação foi orientada no sentido de se conseguir todas as dimensões e tolerâncias especificadas no projeto, afim de garantir o funcionamento da VPP de acordo com o que foi inicialmente planejado. Apesar da necessidade de tolerâncias estreitas, para que se evite vazamentos e problemas de funcionamento, foram usados processos comuns de usinagem³, devido à simplicidade geométrica de cada uma das partes que compõem a válvula. Esta simplicidade contribuiu na obtenção dos objetivos inicialmente propostos de baixo custo e facilidade de fabricação⁴.

A criação de uma referência de posição de montagem, através da introdução de pinos guia, e a execução dos furos calibrados, operações consideradas de grande importância para o sucesso do trabalho, são esclarecidas a seguir.

4.2.1 Criação da Referência

Depois que a base, tampa, anel e disco estiverem devidamente torneados e faceados, monta-se o conjunto sem o disco, fixando-o em uma furadeira. Executa-se o primeiro furo, como mostra a figura (4.9).

³ Máquinas convencionais : Torno, Fresadora, Furadeira, Retificadora.

⁴ Os desenhos de fabricação estão no apêndice.

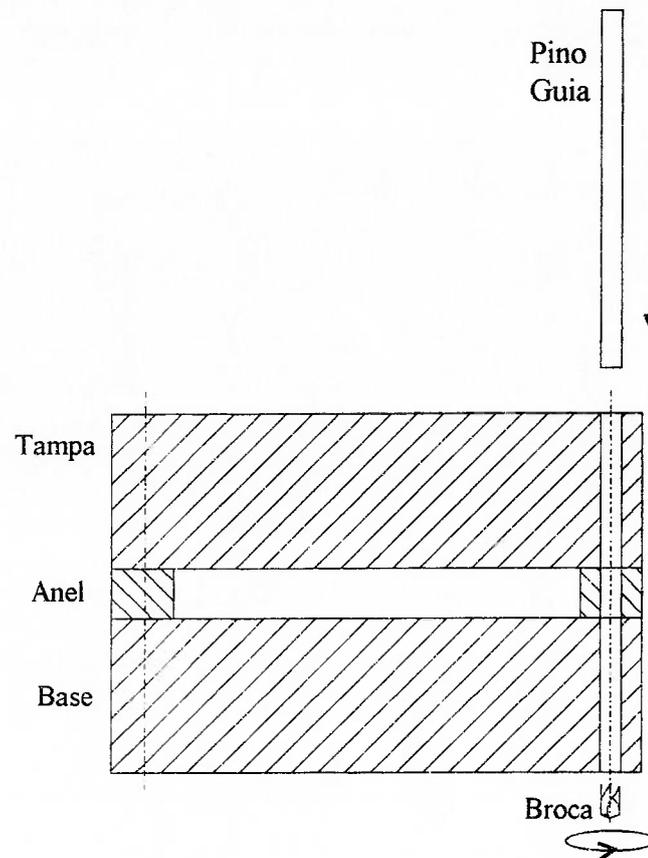


Figura 4.9 :Execução do furo de referência e introdução do pino guia.

O primeiro pino guia é introduzido. Executa-se, então, o segundo furo para um segundo pino guia, e os seis furos dos parafusos. O conjunto é desmontado e posteriormente montado, porém, com o disco, com os dois pinos guia e com os parafusos, introduzindo-se uma junta fina de papel ou outro material entre o prato e um dos blocos. Esta junta manterá o disco fixo em relação ao conjunto para a execução da etapa a seguir.

4.2.2 Execução dos furos calibrados

Depois de montado, o conjunto é fixado novamente na furadeira e o primeiro furo calibrado é feito. A broca é substituída pelo alargador que fará um repasse neste furo como mostra a figura (4.10).

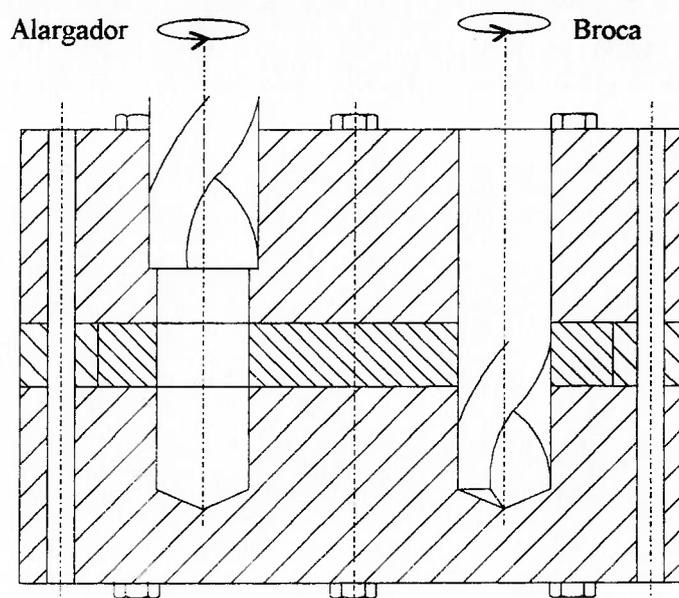


Figura 4.10: Execução dos furos calibrados.

A operação é repetida para o segundo furo. Estas operações garantem um alinhamento preciso entre os furos dos blocos e do disco.

4.3 Testes

Geralmente quando algum dispositivo é testado, surge a necessidade de compará-lo com alguma base teórica, e de preferência, com a mesma base que foi usada na modelagem deste dispositivo. Assim, de acordo com o desenvolvimento teórico visto no capítulo 2, verificou-se o comportamento real da vazão mássica de ar através da VPP com a saída livre para a atmosfera, e as pressões na entrada/saída, quando acoplada ao motor pneumático.

4.3.1 Medição da Vazão mássica de ar e dos coeficientes de descarga da VPP

A configuração da bancada experimental, para a aquisição dos dados para o cálculo da vazão e coeficientes de descarga, é mostrada na figura (4.11).

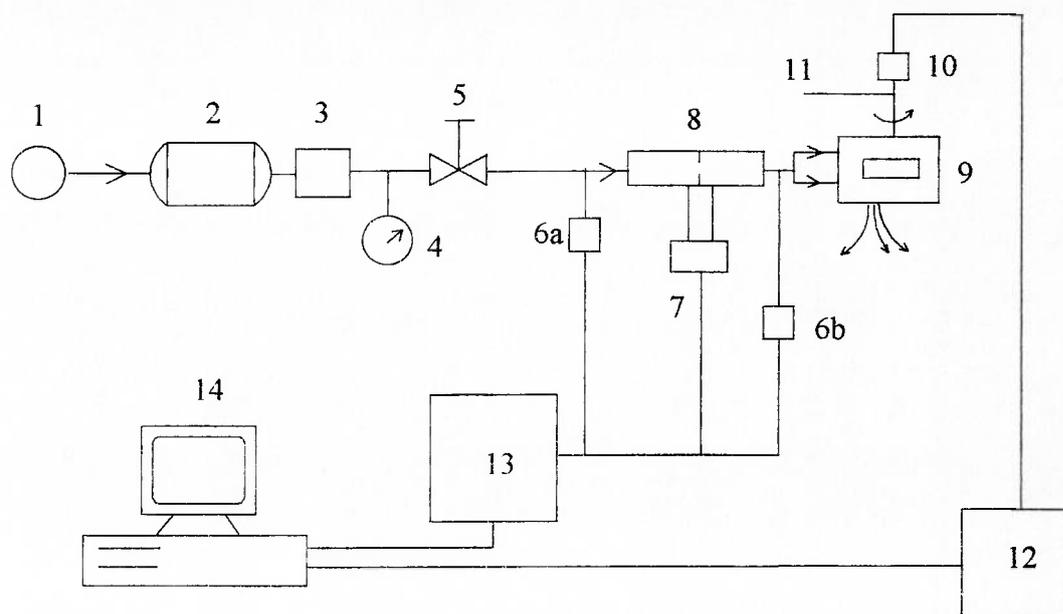


Figura 4.11: Configuração básica da bancada experimental.

Além das ligações flexíveis e conexões pneumáticas, a bancada de testes foi composta pelos seguintes elementos:

- 1- linha de ar comprimido com pressão manométrica em torno de 6,0 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- VPP;
- 10- encoder de 18.000 pulsos/revolução;
- 11- alavanca de acionamento da VPP;
- 12- circuito digital contador de pulsos ;
- 13- circuito conversor analógico/digital;
- 14- microcomputador dotado de placa e programa de aquisição de dados;

As características destes equipamentos estão descritas no anexo A.

Na figura (4.12) são apresentadas, de forma simplificada, as configurações para a realização das medições de vazão através dos orifícios da VPP e a estimativa dos coeficientes de descarga correspondentes a cada orifício. As configurações (a) e (b) foram usadas para as medições de vazão e a estimativa do coeficiente, C_{d1} , para os orifícios de pressão, sendo que a conexão do suprimento de ar é feita na entrada normal da VPP. As configurações (d) e (e) foram usadas para as medições de vazão e a estimativa do coeficiente de descarga, C_{d2} , para os orifícios de descarga. Desta vez, a linha de suprimento de ar é conectada hora na entrada/saída **A**⁵, hora na entrada/saída **B** da VPP, de acordo com o orifício utilizado.

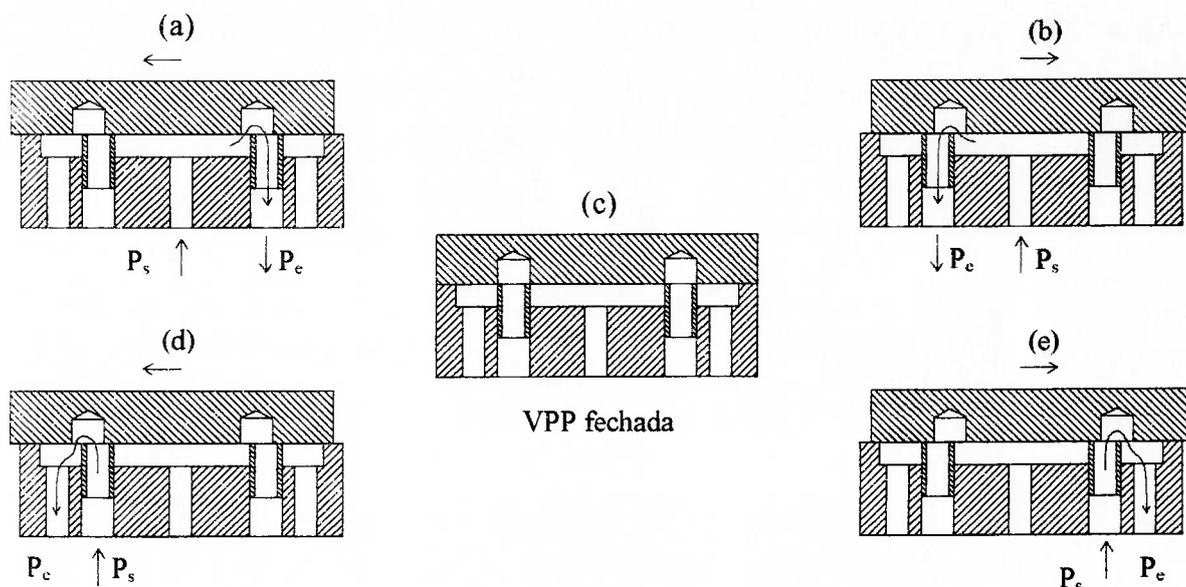


Figura 4.12: Esquema simplificado das conexões de suprimento na VPP para teste.

A vazão de ar através dos orifícios foi obtida por meio de placas de orifício e a área de abertura dos orifícios da VPP por meio da posição angular do disco, obtida a partir da leitura do encoder. O cálculo da vazão por meio da placa de orifício está descrito no anexo B. O cálculo da incerteza das vazões de ar, W , gerada pelos erros individuais de cada variável que compõe a medida de W , é apresentado no anexo C. Devido à propagação dos erros de cada variável, o erro associado à medida da vazão é cerca de 6,5% do valor da mesma.

⁵ Ver figuras (1.2) e (1.3).

O procedimento experimental e a aquisição dos dados para o conhecimento do comportamento das vazões em função da abertura dos orifícios eram feitos nas seguintes condições:

- Antes de se executar o programa de aquisição de dados, o disco giratório da VPP era levado até a posição de referência ou válvula fechada, correspondente a zero pulsos, representada simplificada na figura (4.12);
- Todas as medidas eram realizadas com a pressão absoluta na entrada da linha em torno de 6,5 bar;
- Num certo tempo de amostragem, 25 valores instantâneos dos transdutores 6a, 6b e 7, figura (4.11), eram adquiridos. Estes valores eram “tratados” dentro do próprio programa de aquisição, ou seja, calculava-se a média, o desvio padrão e os valores máximos e mínimos para cada transdutor, naquele instante de amostragem.

Finalmente, estes dados “tratados” eram registrados em um arquivo texto na ordem e unidades da tabela (4.1).

Um programa escrito para a linguagem *Matlab* foi usado para a leitura do arquivo de dados. Este programa é apresentado no apêndice **D**. A leitura do encoder e as leituras dos valores médios, convertidos⁶, são utilizados para o cálculo da vazão teórica e da vazão real. A vazão teórica é calculada através da equação (2.1) onde A_0 é dado pela seguinte equação:

$$A_0 = 4 \cdot 10^{-6} \cdot \pi \cdot W_p \cdot r \cdot N_p / Q_t \quad (4.8),$$

onde, A_0 é dado em m^2 , a largura do canal de pressão, W_p , e o raio médio do canal de pressão, r , em mm. N_p é o número de pulsos do encoder e Q_t o número total de pulsos por revolução do encoder (18000). A temperatura T_u foi admitida como 293 K, a constante C_2 , calculada no capítulo 2, é igual a $0,04 \text{ s} \cdot \frac{\sqrt{^\circ K}}{m}$. O coeficiente de descarga C_d foi admitido como sendo 1. A função f_1 , equação (2.2), neste caso, é sempre 1. Isto porque a pressão P_d foi admitida como 1 bar ou 10^5 pascal e a pressão na entrada

⁶ A tensão nos transdutores 6 podem ser lidas diretamente em bar. Apenas a conversão do valor de tensão no transdutor 7 foi necessária e é destacada em negrito no programa do anexo **D**.

do orifício, P_s , dada pela leitura tratada e convertida do transdutor 6b, era sempre maior do que⁷ $1,89 P_e$ ou 1,89 bar.

Tabela 4.1: Ordem, significado e unidades dos números no arquivo de dados.

Posição angular do disco	Valores “tratados” do transdutor 6a				Valores “tratados” do transdutor 6b				
	Leitura do encoder (pulsos)	Valor mínimo (volt)	Valor médio (volt)	Valor máximo (volt)	Desvio padrão (volt)	Valor mínimo (volt)	Valor médio (volt)	Valor máximo (volt)	Desvio padrão (volt)
110		5.45	5.54	5.66	0.04	5.39	5.45	5.50	0.03

Continuação

Posição angular do disco				Valores “tratados” do transdutor diferencial 7			
	Leitura do encoder (pulsos)	Valor mínimo (volt)	Valor médio (volt)	Valor máximo (volt)	Desvio padrão (volt)
110	2.53	2.67	2.79	0.21

Utilizando a formulação do anexo B, a vazão real é calculada com as leituras dos valores médios dos transdutores 6a e 7, que são P_1 e DP respectivamente. Logo, para cada linha de dados do arquivo foram computadas a vazão teórica e a vazão real.

Os dois coeficientes de descarga de pressão, C_{d1} , referentes à equação (2.13) e mostrados nas figuras (4.12) (a) e (b), foram obtidos através da regressão linear da curva gerada pelos valores de vazão real para cada posição angular do disco, medida em pulsos. Os dois coeficientes de descarga de retorno, C_{d2} , também referentes à equação (2.13) e mostrados nas figuras (4.12) (d) e (e), foram obtidos da mesma forma.

⁷ Condição de escoamento bloqueado estudada no capítulo 2.

4.3.2 Verificação do comportamento das pressões na entrada/saída da VPP acoplada ao motor pneumático

A verificação experimental do comportamento das pressões na entrada/saída da VPP em função da perda de pressão, ou torque, imposto no motor, é necessária para se confirmar as conclusões obtidas no desenvolvimento teórico do 4º caso do item 2.2.2.

Os valores das pressões na entrada/saída do motor pneumático foram obtidos através da configuração da bancada experimental apresentada na figura (4.13). Esta configuração difere da figura (4.11) pelo acoplamento do motor pneumático, 15, na entrada/saída da VPP, pela adição dos transdutores, 6c e 6d, para o registro das pressões também na entrada/saída do motor, e do freio, 16. Este freio é necessário para a variação do torque no eixo do motor de forma a variar a perda de pressão de ar através do motor.

Com algumas pequenas modificações, o mesmo programa de aquisição de dados do item 4.3.1 foi usado para a obtenção dos valores de P_a e P_b . Neste caso, desejava-se operar com P_s constante e próximo à 6,5 bar, e com variações em ΔP ($\Delta P = P_a - P_b$). De forma a obter ΔP variável, foi necessário o acionamento gradativo do freio. Portanto, para cada valor de ΔP , uma linha de dados era gravada no arquivo. Esta linha de dados difere da forma descrita no item 4.3.1 apenas pelo acréscimo dos valores mínimo, médio, máximo e desvio padrão de 25 leituras, a cada 8 ms, dos transdutores 6c e 6d da figura (4.13). Um outro programa, feito também para a linguagem do *Matlab* e descrito no apêndice E, faz a leitura destes dados e calcula P_a/P_s e $\Delta P/P_s$ para serem representados em um gráfico. O valor de P_a é o maior valor médio registrado entre os transdutores 6c e 6d. Isto porque este valor está associado ao sentido de giro do motor ou do orifício selecionado na VPP. Logo o valor médio mais baixo corresponde à P_b . O valor de P_s foi obtido através do valor médio registrado nas leituras do transdutor 6b.

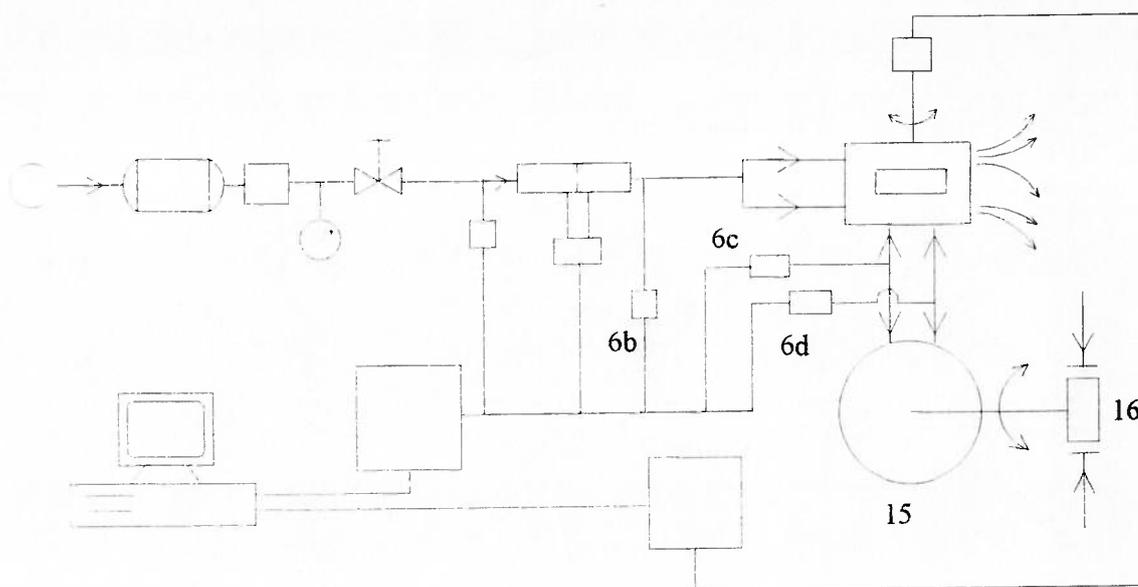


Figura 4.13: Configuração da bancada experimental para verificação do comportamento das pressões com a VPP acoplada ao motor.

Capítulo 5- RESULTADOS

Os resultados apresentados a seguir foram obtidos através do aparato experimental e procedimentos descritos no capítulo 4. Os gráficos apresentados foram construídos pelo programa *Matlab* através da leitura dos arquivos de dados gerados pelos experimentos. O tratamento estatístico das variáveis aquisitadas foi realizado dentro do próprio programa de aquisição de dados. Em todo o procedimento experimental, os valores das pressões, empregados tanto no cálculo das vazões, quanto na leitura direta, foram as médias dos valores lidos a cada 8 ms.

As placas de orifício foram fabricadas de acordo com a norma ISA-RP 3.2 (1960) e devido a ausência de outro padrão, não foram calibradas. Assim, acreditou-se nos resultados com incertezas da ordem de 6,5% (calculadas no apêndice C).

5.1 Comportamento do escoamento de ar através da VPP

O gráfico da figura (5.1) mostra o comportamento da vazão de ar pelos orifícios de pressão em função da posição angular do disco da VPP, ou seja, Vazão *versus* área de abertura do orifício de pressão. A curva contínua se refere aos valores teóricos de vazão, com C_d igual a 1, obtidos através do procedimento visto no item 4.3.1 e utilizando o esquema da figura (4.11). Este mesmo item descreve a obtenção dos valores discretos, (asteriscos), referentes aos valores reais de vazão. A inclinação média da curva formada pelos valores discretos, do lado direito do gráfico, fornece os valores de C_d para o orifício gerado pela rotação do disco no sentido positivo. Do mesmo modo, a inclinação média da curva do lado esquerdo fornece os valores de C_d para o orifício gerado pela rotação do disco no sentido negativo. Para cada área de abertura medida, podemos calcular um C_d instatâneo dividindo-se o valor real pelo valor teórico de vazão. Contudo, próximo à área de fechamento, estes valores não devem ser calculados devido ao vazamento nesta região. Este vazamento implicaria em valores de C_d maiores do que

um, o que é inaceitável. Observa-se pelo gráfico, uma tendência de queda no valor de C_d com o aumento da área de abertura. Isto acontece também nas válvulas hidráulicas, como foi visto na figura (2.6), e pode ser explicado pelo aumento da perda de carga na VPP nas áreas de passagem antes e após os orifícios, que ocorre com um aumento da vazão através da mesma. Os valores de C_d ficaram dentro da faixa encontrada nos trabalhos de Stenning, 0,6 a 1,0, segundo BLACKBURN (1960).

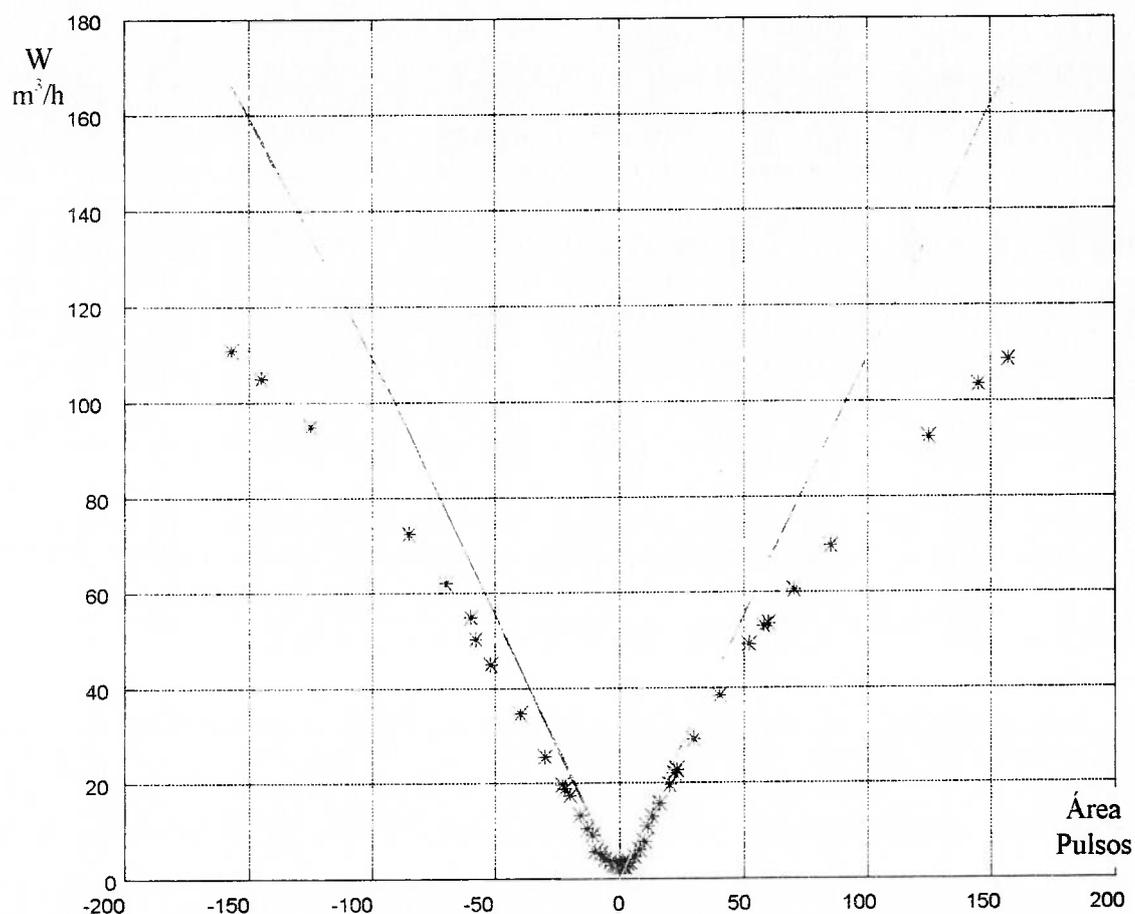


Figura 5.1: Gráfico da Vazão de ar em função da área de abertura dos orifícios de pressão da VPP.

Excluindo-se os pontos da região de fechamento, os valores de C_d foram calculados por meio de uma regressão linear. Os valores médios obtidos foram 0,74 e 0,70 para os lados esquerdo e direito do gráfico respectivamente. Estas diferenças podem ser explicadas por variações no formato de um orifício para o outro, como foi

visto no item 2.2.1, geradas por pequenas falhas durante a fabricação, e/ou por erros na medida da posição do disco pelo encoder, pela dificuldade de se encontrar a posição “0”.

O gráfico da figura (5.2) mostra um “Zoom” na região de fechamento da VPP. Assim, pode-se verificar com mais clareza o comportamento da vazão em função da área de abertura do orifício para posições angulares de -10 a 10 pulsos. Além do vazamento de cerca de 2,5 m³/h na posição central, verifica-se uma pequena falta de simetria nos dois lados do gráfico. Este vazamento foi semelhante ao vazamento apresentado nos testes de uma válvula, também tipo placa, reportado em BLACKBURN (1960). Estas não linearidades podem ser justificadas por falhas ocorridas na especificação do material, falhas durante a fabricação e pelos fatores apresentados nas figuras (2.7) a (2.10) no item 2.2.1.

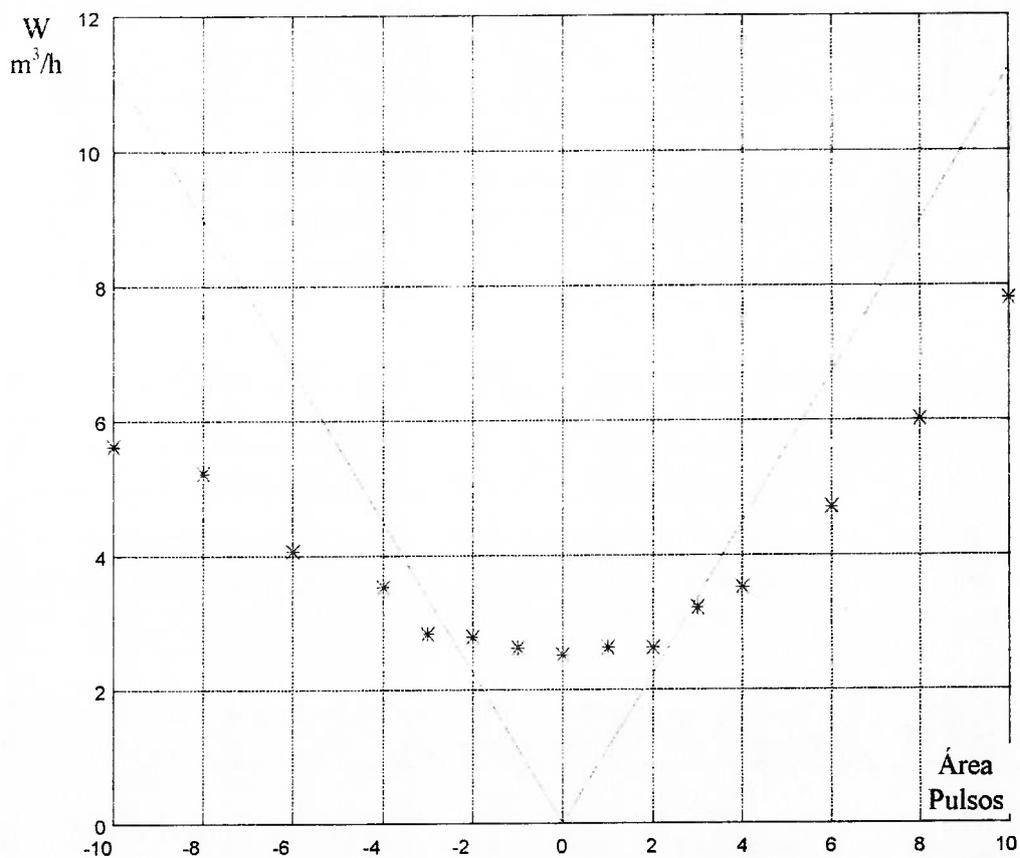


Figura 5.2: Comportamento da Vazão em função da abertura do orifício na região de fechamento da VPP .

O gráfico da figura (5.3) apresenta o comportamento da vazão em função da área de abertura para os orifícios de descarga. A curva contínua representa os valores teóricos da vazão e a curva discreta, os valores experimentais. O lado direito do gráfico é referente à conexão da entrada de ar pela entrada/saída A da VPP e giro do disco no sentido positivo. O lado esquerdo é referente à conexão da entrada de ar pela entrada/saída B da VPP e giro do disco no sentido esquerdo. Os coeficientes de descarga obtidos por regressão linear foram 0,87 e 0,91 para os lados esquerdo e direito do gráfico respectivamente. Este aumento nos valores de C_d dos orifícios de descarga em relação aos orifícios de pressão se devem provavelmente ao aumento na área de passagem do ar, após os orifícios, e/ou pelo fato dos orifícios de descarga terem área maior do que os de pressão. A válvula testada em BLACKBURN (1960) também apresentou um aumento nos valores de C_d para a descarga. As demais características são semelhantes às descritas para o gráfico da figura (5.1).

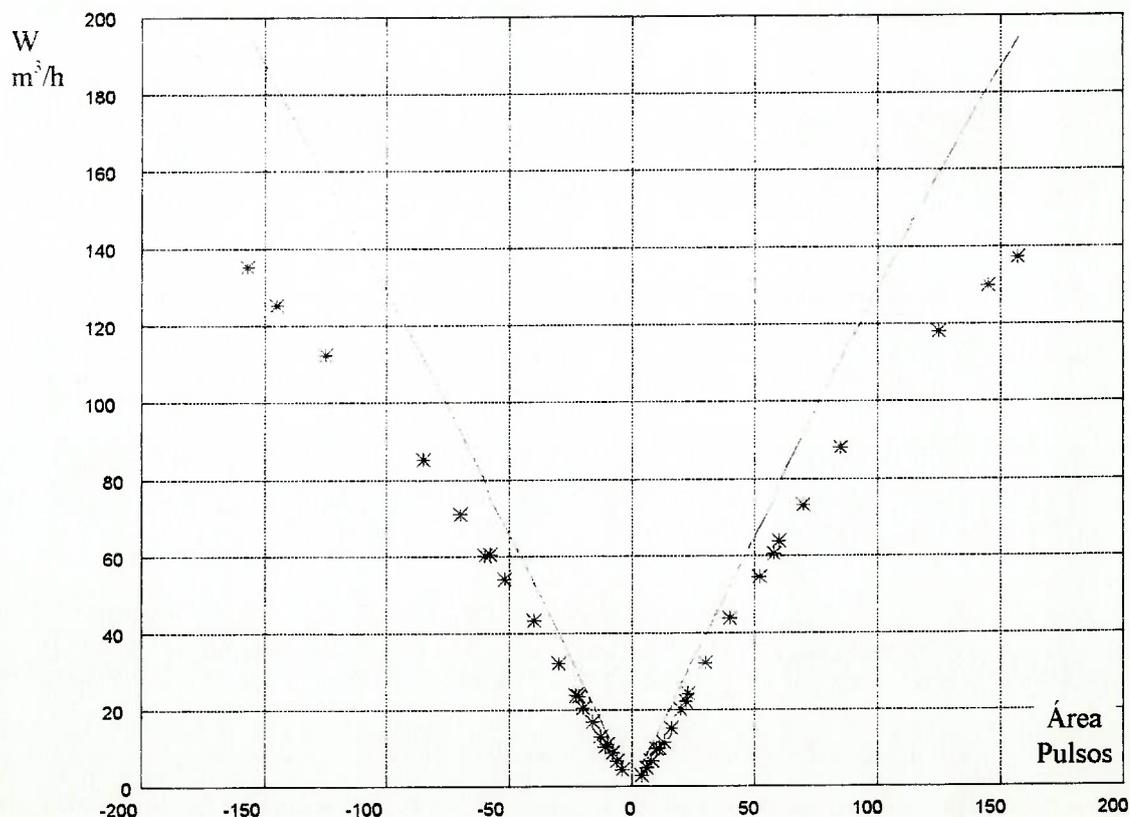


Figura 5.3: Comportamento da Vazão em função da área de abertura para os orifícios de descarga.

5.2 Comportamento das pressões de ar na entrada/saída da VPP operando em conjunto com um motor pneumático.

As pressões na entrada/saída da VPP, (ou entrada do motor), em função da perda de pressão, (ou torque), imposta no motor pneumático, obtidos através da bancada experimental, representada esquematicamente na figura (4.14), são mostrados no gráfico da figura (5.4). O procedimento descrito no item 4.3.2 foi utilizado. A curva contínua¹ é o resultado da simulação da equação (2.14), com $\alpha = 1,2$.

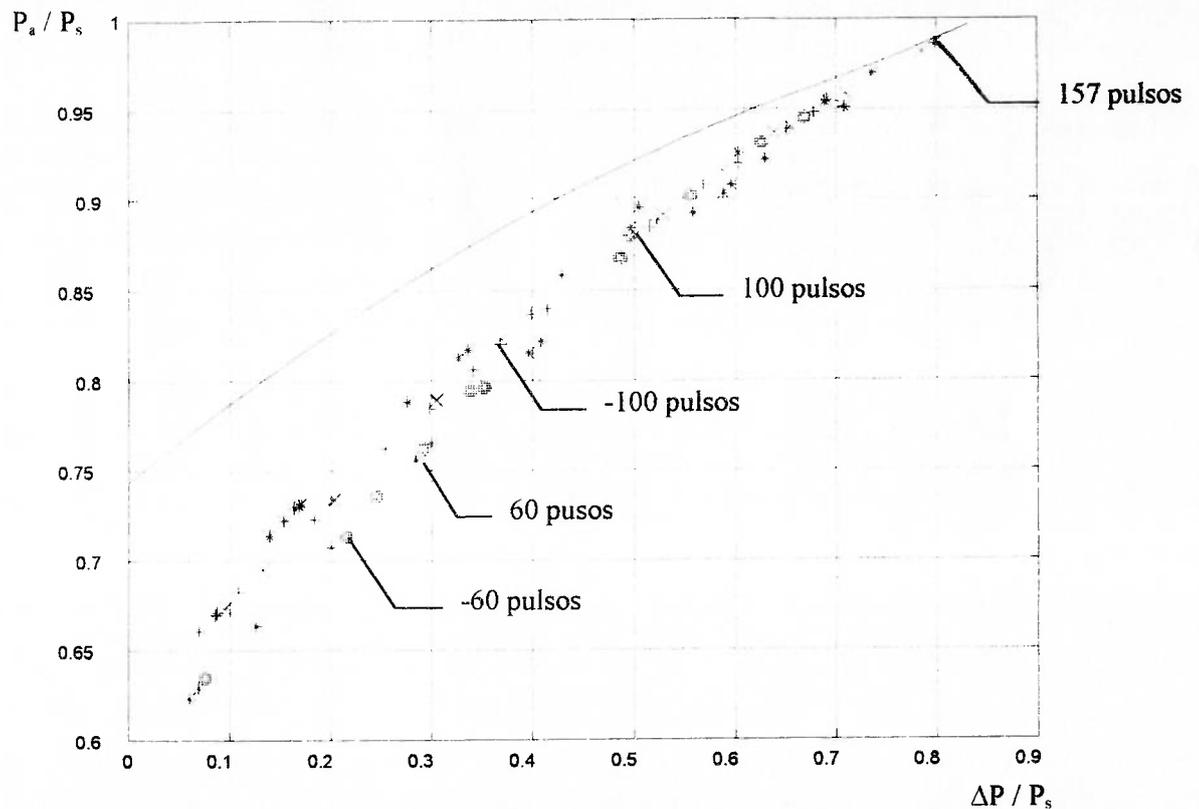


Figura 5.4: Comportamento da Pressão na entrada/saída da VPP, (ou entrada do motor), em função da perda de pressão imposta no motor, comparado ao comportamento teórico.

Os valores discretos foram obtidos pelas leituras dos transdutores 6c e 6d, de acordo com o procedimento visto no item 4.3.2, para algumas áreas de abertura da VPP.

¹ Esta curva é a mesma apresentada no gráfico da figura (2.18).

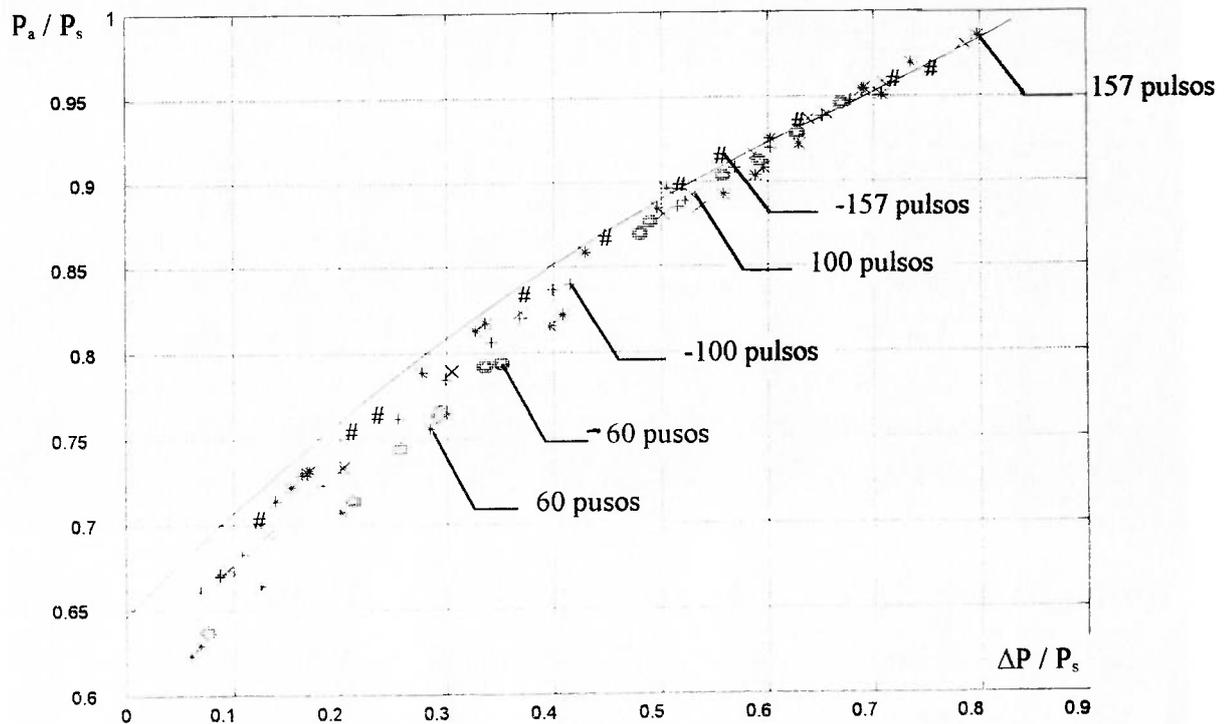


Figura 5.5: Comportamento da Pressão na entrada/saída da VPP, (ou entrada do motor), em função da perda de pressão imposta no motor, comparado ao comportamento teórico considerando os valores médios de C_{d1} e C_{d2} .

Verificamos uma grande aproximação da curva teórica da curva experimental, multiplicando o primeiro membro da equação (2.14) pelo fator 1,24, que é a razão entre a média dos coeficientes de retorno, C_{d2} , e a média dos coeficientes de pressão, C_{d1} . Esta aproximação é mostrada pela curva contínua no gráfico da figura (5.5).

No capítulo 2 afirmou-se que a pressão P_a era independente da área de abertura dos orifícios. Entretanto, registrou-se experimentalmente uma queda nos valores de P_a para valores menores das áreas de abertura, como pode ser visto nos gráficos acima. Esta queda pode ser justificada pelos vazamentos no sistema, que se tornam significativos para as pequenas vazões inerentes às pequenas aberturas.

Capítulo 6 - CONCLUSÕES

6.1 Introdução

O projeto e a execução da VPP foram necessários para que se verificasse experimentalmente todos os aspectos teóricos desenvolvidos no capítulo 2. O estudo de outras válvulas foi de importância fundamental nas decisões do projeto e em alguns procedimentos de execução. Apenas a capacidade de suprimento de ar, por parte da VPP, para a maior necessidade de consumo do motor não foi obtida. Portanto, quase todos os objetivos propostos no item 1.2, foram alcançados.

6.2 Conclusões

O presente trabalho ajudou a esclarecer a influência da proporção entre as áreas de descarga e pressão, α , de uma válvula controladora de fluxo, posicionada junto ao motor, no controle e no aproveitamento da energia em sistemas pneumáticos. Vimos que a construção de válvulas pneumáticas proporcionais, com valores mais altos de α , melhora o controle proporcional de vazão através do sistema, mesmo com alguma perturbação de torque ou perda de pressão no motor. Este fato foi verificado teoricamente no capítulo 2 e confirmado, pelo comportamento das pressões na entrada/saída da VPP, através dos experimentos. O parâmetro α igual a 1,2 foi utilizado e constatou-se que os resultados experimentais seguiam a tendência do estudo teórico. Então, a possibilidade de utilização de grandes valores de α é uma das vantagens da VPP.

A boa faixa de linearidade da vazão em função da área de abertura, apresentada nos testes, além da simplicidade de construção, fazem desta válvula uma boa opção para alguns sistemas pneumáticos. Entretanto, materiais mais duros devem ser empregados, ou então, um tratamento térmico, como por exemplo a cementação, é

recomendado antes de submeter as partes da VPP à operação de retificação. A maleabilidade do material da VPP, utilizado neste protótipo, pode ter contribuído para uma baixa qualidade nos testes de linearidade na região de abertura.

Apesar do protótipo ter apresentado uma boa vedação na região de fechamento, as tolerâncias de fabricação devem ser estudadas com mais atenção, para uma melhoria no desempenho da válvula quanto aos vazamentos. Uma outra medida para a redução dos vazamentos seria a redução do tamanho da VPP, pois haveria menos área para o escape de ar. A economia de material e a possibilidade de escolha de um atuador de baixa potência e baixo torque para o disco, (elemento deslizante), ocorreriam com esta medida.

Percebeu-se que não havia a necessidade da distância entre as portas de entrada/saída **A** e **B** da VPP ter o mesmo valor da distância da entrada/saída do motor, já que a ligação entre elas seria feita com mangueiras flexíveis. A igualdade destas distâncias foi o fator determinante para a grande dimensão do primeiro protótipo.

6.3 Recomendações para trabalhos futuros

Para a continuação da pesquisa nesta área, alguns trabalhos futuros poderão ser desenvolvidos. As medições de vazão e de rotação do motor durante o funcionamento do sistema pneumático, (válvula + motor) devem ser incorporadas aos testes anteriores e, em seguida, comparadas ao comportamento teórico visto anteriormente. A construção da VPP, por meio de um novo projeto, com α maior ou igual a três, poderá ser efetuada levando-se em conta as recomendações feitas para a melhoria do desempenho da mesma. Esta válvula deverá ser submetida aos mesmos testes do primeiro protótipo. Finalmente, o controle de posição e velocidade do motor pneumático deve ser realizado.

ANEXO A

Características dos equipamentos da bancada

Todos os equipamentos que compõem a bancada de testes da VPP estão relacionados seguir. Porém, alguns destes equipamentos, por terem sido utilizados em trabalhos de pesquisa anteriores, estão descritos de forma mais detalhada na referência a qual for mencionada.

1) Linha de ar comprimido

Principais características técnicas:

Pressão absoluta máxima no tanque da bancada experimental: 7,0 bar;

Vazão volumétrica: 150 m³/h (estimada);

Conexão roscada NPT 1/2";

Temperatura média do ar no tanque: 20 °C.

2) Tanque

Principais características técnicas:

Capacidade volumétrica: 200 l.

3) Filtro e lubrificador de ar

Principais características técnicas:

Fabricante: Gast;

Pressão max: 18 bar;

Temperatura max: 80 °C.

4) Manômetro

Principais características técnicas:

Fabricante: Gast;

Escala: 0-11 bar;

Precisão: $\pm 0,1$ bar.

5) Válvula de restrição de fluxo

Válvula gaveta com rosca NPT 1/2".

6) Transdutores de pressão

Principais características técnicas:

Fabricante: Festo;

Modelo: SDE-10, 19562;

Uso em linha de ar comprimido filtrado com ou sem lubrificação;

Princípio de medida: Elemento piezo-resistivo como sensor relativo de pressão;

Conexão elétrica: pinos de conexão para soquete angular;

Conexão pneumática: G 1/4";

Faixa de operação: 0 -10 bar;

Pressão máxima: 14 bar;

Alimentação: 12 a 30 V_{dc};

Sinal de saída: 0 - 10 V ou 0 - 20 mA;

Erro linear: 0,5%;

Faixa de temperatura: 0 - 85 °C;

7) Transdutor diferencial de pressão

Principais características técnicas:

Princípio de medida: Elemento piezo-resistivo como sensor relativo de pressão;

Fabricante: Sodemex;

Modelo: HPG 3020;

Conexão pneumática: G 1/4";

Faixa de operação: 0 -0,3 bar;

Alimentação: 12 a 30 V_{dc};

Sinal de saída: 1,0 - 5,0 V com resistência de 250 Ω ou 4 - 20 mA ;

8) Medidor de Vazão

Principais características técnicas:

Princípio de medida: Perda de pressão na passagem do ar pelo orifício das placas;

Tomada de pressão: Tipo “corner-tap” nos flanges;

Elementos do medidor de vazão:

Trecho reto de escoamento: tubo sch 40, 1” ,de aço inox 316 com polimento interno e Ra de 0,0025 mm;

Flange de aço classe 300# e tomadas NPT 1/2”;

Placas de orifício:

Fabricante: DIGIMAT segundo a Norma ISO 5167-1:1991(Z)

Material: Aço inox 316;

Medidas gerais: espessura de 2 mm e diâmetro externo 51mm;

Pressão a montante do fluxo: 6,3 bar;

Tag	FE-01	FE-02	FE-03	FE-04
Faixa de vazão m³/h	50-130	20-60	7.5-30	2-12,5
Pressão diferencial mmH₂O	2500	2500	2500	500
diâmetro do orifício mm	12,6	8,7	6,1	5,9

9) VPP (Válvula pneumática proporcional de 4 vias)

Os desenhos de fabricação se encontram no Apêndice.

10) Encoder Ótico

Principais características:

Fabricante: Diadur;

Modelo : ROD-428B;

Saída : 2 saídas digitais de 5 volts;

Alimentação : 5 volts;

Quantidade de traços : 18000 por revolução.

11) Alavanca de acionamento

Principais características:

Material : barra redonda de aço resistente;

Dimensões : diâmetro 4mm, comprimento 120 mm

12) Circuito eletrônico contador de pulsos

13) Placa conversora de sinais Analógicos/Digitais

14) Microcomputador dotado de placa e programas de aquisição de dados

Principais características:

PC AT 486 33 MHz com programas de aquisição de dados da bancada.

O conjunto (12,13,14) com suas características detalhadas de ligação, funcionamento e listagens dos programas está descrito em HUNOLD (1993).

15) Motor Pneumático

Principais características:

Fabricante: Gast;

Modelo: 6 AM-NRV-22A, reversível;

Número de palhetas: 8.

16) Freio

Principais características:

Material : madeira forrada com sapatas de amianto;

Atuação : regulagem da força por parafuso e porca.

Segundo Delme(1983), a vazão mássica de um gás através de uma placa de orifício de diâmetro d , imersa em um tubo de diâmetro D , como mostra a figura (B.1) , é dada por:

$$W = C_d \cdot E \cdot \beta^2 \cdot \varepsilon \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot DP} \quad (\text{B.1}),$$

sendo que,

$$\beta = \frac{d}{D} \quad (\text{B.2})$$

$$E = \frac{1}{\sqrt{1 - \beta^4}} \quad (\text{B.3})$$

$$\rho = \frac{R \cdot T_1}{P_1} \quad (\text{B.4})$$

$$\varepsilon = 1 - (0,3707 + 0,3184 \cdot \beta^4) \cdot \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}} \right]^{0,935} \quad (\text{B.5})$$

$$C_d \cdot E = 0,5991 + \frac{0,1118}{D} + \left(0,3155 + \frac{0,4445}{D} \right) \cdot (\beta^4 + 2 \cdot \beta^{16}) + B_m \cdot \sqrt{\frac{10^6}{R_D}} \quad (\text{B.6})$$

$$B_m = \frac{0,0132}{D} - 0,000192 + \left(0,011648 - \frac{0,02946}{D} \right) \cdot (\beta^4 + 4 \cdot \beta^{16}) \quad (\text{B.7})$$

$$R_D = \frac{W \cdot 4}{D \cdot \mu \cdot \pi} \cdot 10^6 \quad (\text{B.8}).$$

A vazão mássica, W , é dada em Kg/s , d e D em mm. A relação entre os diâmetros, β , o coeficiente de expansibilidade isoentrópica, ε , o número de Reynolds, R_D , o coeficiente de descarga da placa, C_d , e as variáveis E e B_m são adimensionais. A viscosidade dinâmica do ar, μ , é dada em Kg/(m.s), a densidade do ar , ρ , em Kg/m³ . As pressões a montante e a jusante na placa de orifício, respectivamente P_1 e P_2 e a queda de pressão na placa de orifício , DP , representadas também na figura (B.1), são dadas em Pascal. A temperatura do ar a montante da placa, T_1 , é dada em K.

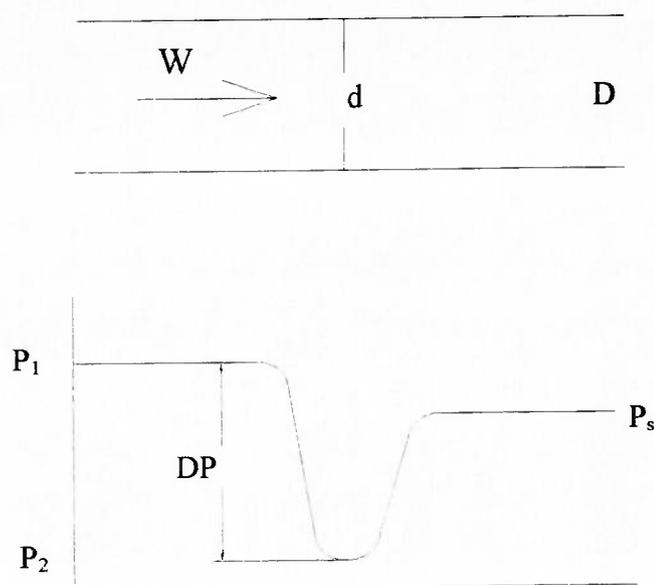


Figura B.1 : Queda de pressão do escoamento através de placa de orifício.

Pode-se observar pelas equações acima, que o cálculo da vazão não é feito de maneira direta, ou seja, a equação (B.6) depende de R_D e a equação (B.8) depende de W . Assim, o método iterativo da dicotomia, descrito em SALVETTI (1976), foi empregado na solução deste problema.

Os valores de D e d são apresentados na descrição dos equipamentos no anexo A. A temperatura, T_1 , e a viscosidade dinâmica, μ foram admitidas respectivamente 293 K e $18,6 \times 10^{-6}$ Kg/(m.s). R e k são as mesmas constantes usadas no capítulo 2. Deste modo, o cálculo da vazão depende, agora, apenas da obtenção de P_1 e DP , já que $P_2 = P_1 - DP$.

ANEXO C

Análise de propagação dos erros na medida de Vazão

Segundo MARANGONI (1990) se a medida de uma variável, Y , é composta pelas medidas das variáveis individuais, X_1, \dots, X_n , ou $Y = f(X_1, \dots, X_n)$, a incerteza, σ , da medida em Y , provocada pelas incertezas, $\sigma_1, \dots, \sigma_n$, das medidas individuais e independentes em X_1, \dots, X_n é dada por¹:

$$\sigma = \sqrt{\left(\frac{\partial Y}{\partial X_1} \cdot \sigma_1\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial Y}{\partial X_n} \cdot \sigma_n\right)^2} \quad (\text{C.1})$$

Se aplicarmos a equação (C.1) para encontrarmos a incerteza relativa à vazão, W , dada pela equação (B.1), temos:

$$\frac{\sigma}{W} = \sqrt{\left(\frac{\partial W}{\partial C_{dE}} \cdot \frac{\sigma_{C_{dE}}}{W}\right)^2 + \left(\frac{\partial W}{\partial \beta} \cdot \frac{\sigma_{\beta}}{W}\right)^2 + \left(\frac{\partial W}{\partial \varepsilon} \cdot \frac{\sigma_{\varepsilon}}{W}\right)^2 + \left(\frac{\partial W}{\partial d} \cdot \frac{\sigma_d}{W}\right)^2 + \left(\frac{\partial W}{\partial \rho} \cdot \frac{\sigma_{\rho}}{W}\right)^2 + \left(\frac{\partial W}{\partial DP} \cdot \frac{\sigma_{DP}}{W}\right)^2} \quad (\text{C.2})$$

Calculando-se as derivadas parciais e efetuando as divisões por W temos:

$$\frac{\sigma}{W} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{C_{dE}}}{C_{dE}}\right)^2 + \left(2 \cdot \frac{\sigma_{\beta}}{\beta}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{\varepsilon}}{\varepsilon}\right)^2 + \left(2 \cdot \frac{\sigma_d}{d}\right)^2 + \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{\sigma_{\rho}}{\rho}\right)^2 + \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{\sigma_{DP}}{DP}\right)^2} \quad (\text{C.3})$$

Desta forma, podemos calcular cada uma das parcelas da equação (C.3). No cálculo das parcelas dependentes de grandezas obtidas pelo programa de aquisição de dados, foi utilizada a maior razão entre o desvio padrão e o valor médio. Para as outras parcelas foi utilizada a razão da precisão da própria medida pela medida mínima. Os valores mais significativos das parcelas, elevadas ao quadrado, para o cálculo da incerteza de W foram

¹ A equação (C.1) é derivada da fórmula de Taylor, desprezando-se os termos de ordem superior na expansão.

0,16% e 0,25%, correspondendo respectivamente à densidade, ρ , e à queda de pressão nas placas de orifício, DP. As outras parcelas ficaram abaixo de 1%. Apesar de algumas incertezas serem estimadas, esta análise é importante na verificação da influência de cada uma delas na composição da incerteza total. Portanto, uma atenção maior deve ser destinada às medições que produzem as maiores parcelas e não às maiores incertezas, segundo MARANGONI (1990). Realizando a operação com todas as parcelas a incerteza de W é da ordem de 6,5%. A tabela abaixo mostra a incerteza individual de cada uma das variáveis que compõe a medida de W .

Tabela C.1: Incertezas individuais das variáveis que compõem W .

Variável	Incerteza	Observação
C_dE	0,43 %	calculada pela incerteza das variáveis da equação (B.6)
β	0,18 %	calculada pela incerteza das variáveis da equação (B.2)
ε	0,09 %	calculada pela incerteza das variáveis da equação (B.5)
d	0,08 %	calculada pela tolerância da medida geométrica
ρ	8 %	calculada pela incerteza das variáveis da equação (B.4)
DP	10%	calculada pela maior razão entre o desvio padrão e a medida média do transdutor 7

ANEXO D

Programa para o cálculo das vazões real e teórica

```

load 'te.yy'           %leitura do arquivo de dados
M=[te(:,1) te(:,3) te(:,7) te(:,11)]; %transferencia das colunas necessárias aos
                                %diversos cálculos. Em ordem : número de pulsos,
                                %tensão nos transdutores 6a, 6b, e 7.
                                % observação: a tensão nos transdutores 6 podem ser lidas
                                % diretamente em bar

clear te;
Qmax=0.05;           % vazão máxima de ar em Kg/s
Qmin=0.00;           % vazão mínima de ar em Kg/s

D=26.64;             % diâmetro do tubo do trecho reto
S1=(pi*(D/1000)^2)/4; % área do trecho reto
k=1.4;               % constante
Mi=18.6*10^(-6);    % viscosidade dinâmica em Kg/m.s
T=293;               % temperatura do ar em K
C2=0.0403;           % constante (capítulo 2)

for i=1:40;          % leitura de todas as linhas da matriz
                    % e cálculo da vazão real
if (abs(M(i,1))>=60) % identificação das placas de orifício pela
                    % faixa de leitura do encoder
    d=12.57;         % diâmetro da maior placa de orifício
    elseif (abs(M(i,1))>=23)
    d=8.67;
    elseif (abs(M(i,1))>=11)
    d=6.15;
    else (abs(M(i,1))>=4)
    d=5.91;
end
B=d/D;               % beta

P1=(M(i,2)+1)*10^5; % pressão absoluta à montante da placa de orifício em
                    %Pascal
Ro=P1*10^(-5)*1.195; % densidade do ar em Kg/m³
DP=7469*M(i,4)-8175; % conversão da queda de pressão, leitura do
                    %transdutor 7, através da placa de
                    % volts para Pascal
E=1-(0.3707+0.3184*B^4)*(1-((P1-DP)/P1)^(1/k))^0.935; % equação (4.4)

```

```

                                % início do método da dicotomia para a solução da
                                % equação (4.1) (W,Re)
y=Qmax;                          % variáveis auxiliares
x=Qmin;
e=1;

while abs(e)>0.000001           % erro

    z=(x+y)/2;                  % média dos extremos

    e=(y-x)/2;                  % erro
                                % teste do erro
    if abs(e)<0.000001
        Qm=z;
    else
        Rd=z*4/(Mi*D*pi*10^(-3));          % número de
                                                % Reynolds
        Bm=0.0132/D-0.000192+(0.01648-0.02946/D)*(B^4+4*B^16);
        %equação (4.6)

        CE=0.5991+0.1118/D+(0.3155+0.4445/D)*(B^4+2*B^16)+Bm*sqrt((10^6)/Rd
);                                % equação (4.5)
        Q=CE*E*B^2*S1*sqrt(2*DP*Ro);        % equação (4.1)
        F1=z-Q;                              % variável auxiliar
    end
                                % teste da função transcendente

    if F1==0
        Qm=z;
    end
    if F1>0          % estreitamento do intervalo de teste da raiz
        y=z;
    else x=z;
    end

end                                % final do loop da dicotomia

V(i,1)=Qm*3000;                    % vazão em m³/h
end                                  % final do for

                                % cálculo para a vazão teórica para cada posição angular
for i=1:40
    Ps=(M(i,3)+1)*10^5;            % variável da equação (2.1) em Pa
    Np=M(i,1);                      % número de pulsos
    Ao=Np*70*pi/9*10^(-8);         % área de abertura do orifício de pressão

```

```

W=abs(Ao*C2*Ps/sqrt(T)); % vazão Kg/s
V(i,2)=W*3000;          % vazão em m3/h
V(i,5)=Np;
end                    % fim do cálculo e armazenamento em variável matricial
clear M

                                % cálculo dos coeficientes de descarga médios
                                % por meio de regressão linear
Y=(V(1:1:20,1));
X=[ones(Y),V(1:1:20,5)];
Z=inv(X'*X)*X'*Y          % o valor de Cd é Z(1)

figure(1)
plot(V(:,5),V(:,1),'*',V(:,5),V(:,2));grid % plota o gráfico da vazão real "*" e
                                           % vazão teórica versus área de abertura

clear V % Fim do programa

```

ANEXO E

Programa para aquisição dos valores de pressão

```
load 'da.m'           % leitura do arquivo de dados para uma posição angular
                     % constante

d=[da];
clear da;
for i=1:1:12         % cálculo das pressões em todas as linhas de dados
d(i,7)=d(i,7)+1;    % pressão absoluta  $P_s$  em bar (lida do transdutor 6b)
dp=d(i,14)-d(i,15); % perda de pressão no motor (6c-6d)
a(i)=dp/d(i,7);    % normalização de DP em relação a  $P_s$ 
b(i)=(d(i,14)+1)/d(i,7); % normalização de  $P_a$  em relação a  $P_s$ 

end
figure(1)
plot(a,b,'*');grid % plota  $P_a$  x DP normalizados em relação a  $P_s$ 
clear d;
```

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BACKÉ , W. “The Application of Servo-Pneumatic Drives for Flexible Mechanical Handling Techniques”. Elsevier Science Publishers B.V. (North Holland), 1986.
- BLACKBURN, J. F.; GERHARD, R.; SHEARERS, J. L. , “Fluid Power Control”. The M.I.T. Press, Cambridge, Massachusetts, USA, 1960.
- DELMEE, G.J. , “Manual de Medição de Vazão”. 2º edição, São Paulo, Edgar Blucher, 1983.
- FESTO, “Pneumatic Main Catalog”. 27 th edition, 1994.
- GARRAD, J. E. , “Introduction to Pneumatic Motors”. I Mechanical Incorporated Engineer. Joint Annual Lecture, p 28-36, 1989.
- GAST (catálogo). “Air Motors and Air-Powered Gear Motors”. Gast Manufacturing Corp. , Mich. , USA, 1992.
- HARADA, M. ; Oyama, O. , “Pneumatic Cylinder Servo System by Using High Speed Solenoid Valves”. Flucome, ASME, N.Y., USA, p 365-372 , 1991.
- HUNOLD, M. C. , “Estudo da Dinâmica de um Motor Pneumático de Alta Rigidez”. Tese de mestrado apresentada à Escola Politécnica da USP, 1993.
- MARANGONI, R.D., BECKWITH, T.G., “Mechanical Measurements”, 2º edição, 1990.
- NIGRO, F.E.B. , “Flow Through Round-Edge-Spool-Valve Constrictions and Orifice Plates: Numerical Solution of the Viscous Flow in ‘Natural’ Coordinates and Conformal Mapping Solution of the Inviscid Flow”. Tese de doutoramento apresentada à Univesidade de Waterloo, 1977.

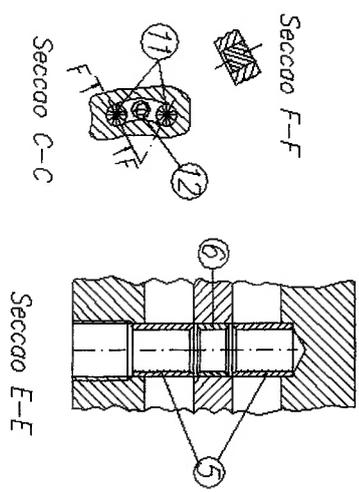
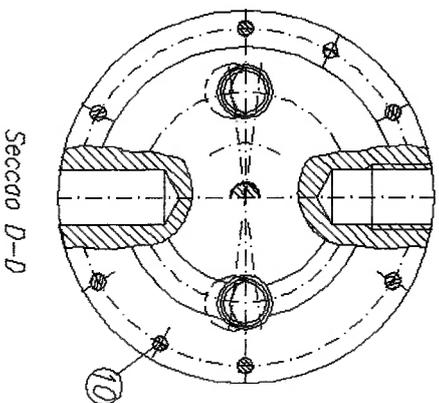
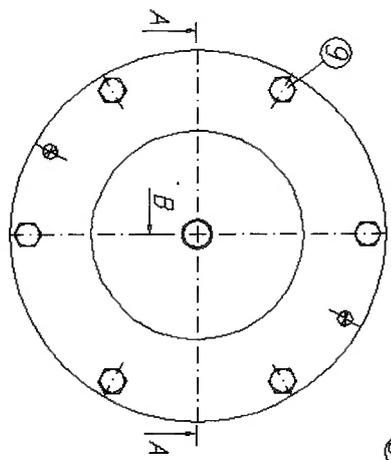
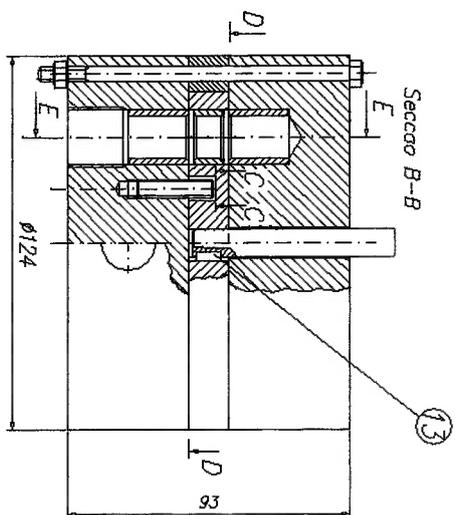
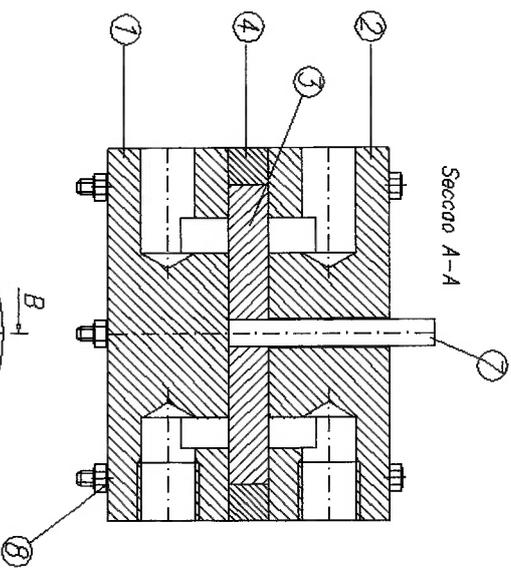
ROYSTON, T. ; RAGENDRA, S. , “Development of a Pulse -Width Modulated Pneumatic Rotary Valve for Actuator Position Control”. Journal of Dynamic Systems Measuring and Control, Vol 115, p 495-505, September 1993.

SHAPIRO, A.H. , “The Dynamics and Thermodynamics of Compressible Fluid Flow”. Vol I, Ronald Press, N.Y. , 1953.

SALVETTI, D.D., “Elementos de Cálculo Numérico”, 4º edição, Companhia Editora Nacional (1976).

APÊNDICE

Os desenhos de conjunto e fabricação da VPP são apresentados a seguir. Apesar da indicação na legenda, estes desenhos não estão na escala referida devido à dificuldade de enquadramento no dispositivo de impressão usado.

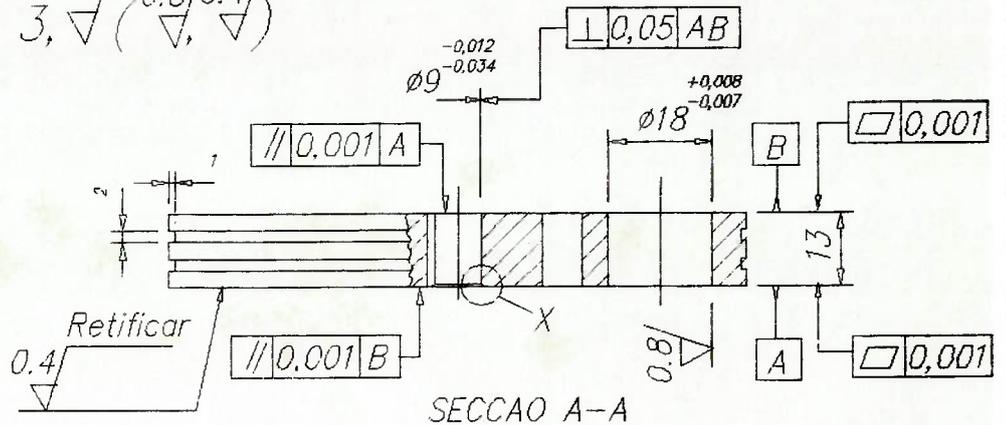


1	Diâmetro	13	SAE 7045	
1	Parafuso Allen M5 x 30	12	Aço	
2	Bolacha	11	borrachão	
2	Parafuso Allen 3 x 85	10	Aço	
6	Parafuso Allen 3 x 100	9	Aço	
8	Porca M5	8	Aço	
1	Eixo	7	SAE 7045	
2	Bolacha do prato	6	SAE 7045	
4	Bolacha	5	SAE 7045	
1	Arro	4	SAE 7045	
1	Prato	3	SAE 7045	
1	Tempo	2	SAE 7045	
1	Born	1	SAE 7045	
1	vedado (do prato)		SAE 7045	
Quant	Designacao	Pos.	Materia/Qualifca	Observacoes

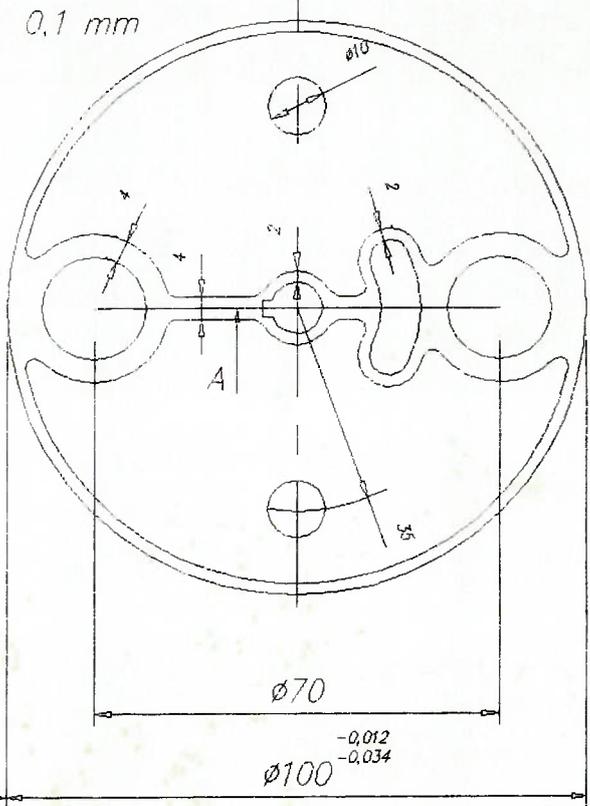
VALVULA PRATO
Passivado

Escala		Data de Assinatura	
1:1		17/11/94 GME	
Des.		17/11/94 GME	
Aut.		17/11/94 GME	
Rev. 001		Folha : 001	
		de 004	

3, $\sqrt{\left(\frac{0.8}{\sqrt{\quad}}, \frac{0.4}{\sqrt{\quad}}\right)}$



Material aco 1045
tol gerais 0.1 mm

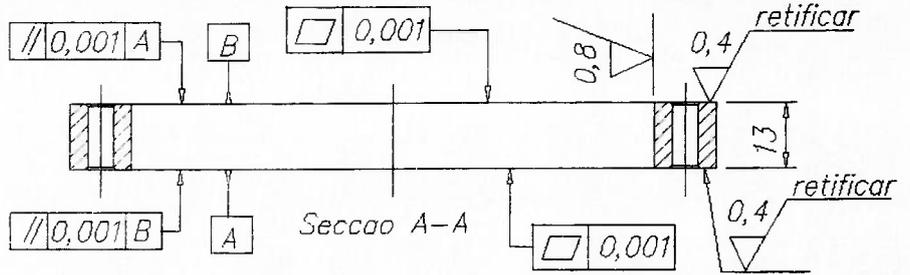


0.5x45
DETALHE X
ESCALA 2:1

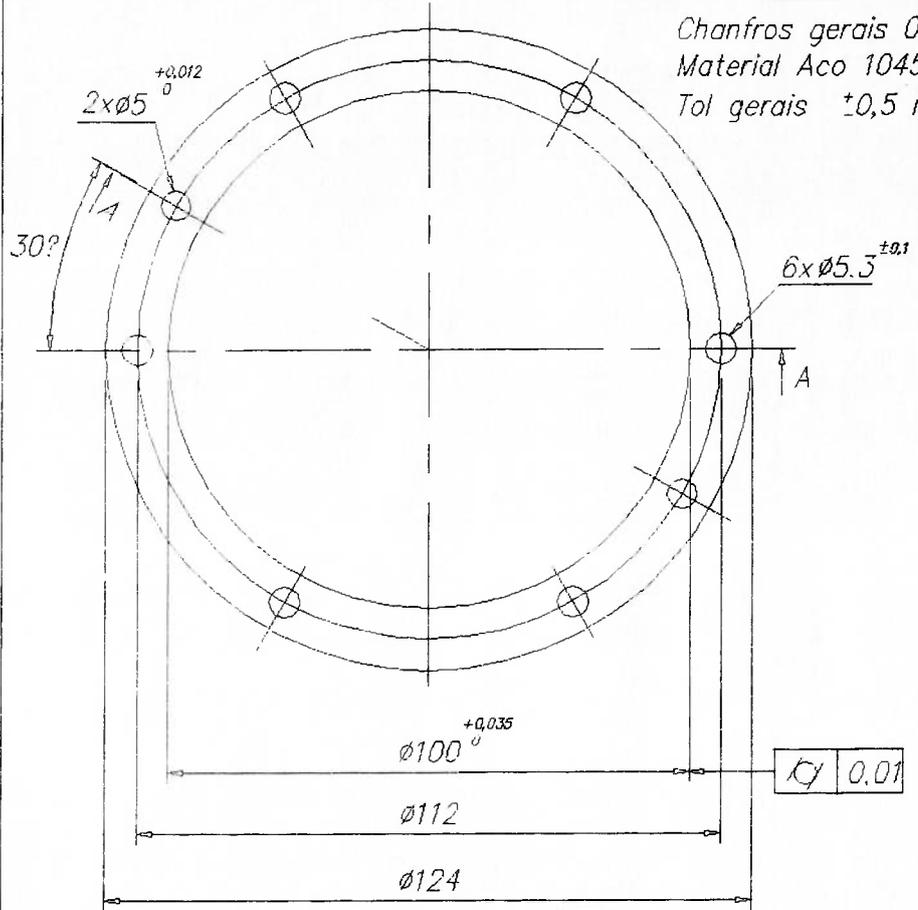
$\sqrt{0.01}$

Quant.	Denominacao	Pos.	Material/Codigo	Observacoes	
	VALVULA PRATO PRATO	PRATO	Escala: 1:1	Data	Assinatura
				Des. 09/12/94	GMG
				Rev. 09/12/94	GMG
				Cor.	
±		No.: 003	Folha : 4	F. Total: 8	

4, $\sqrt{\quad}$ ($\sqrt{0,4}$, $\sqrt{0,8}$)

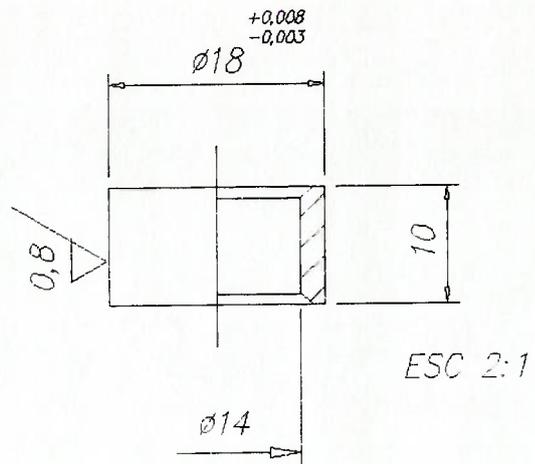


Chanfros gerais 0,5 X 45
 Material Aco 1045
 Tol gerais $\pm 0,5$ mm



Quant.	Denominacao	Pos.	Material/Codigo	Observacoes		
	VALVULA PRATO Anel		Anel Escala: 1:1	Data	Assinatura	
				Des.	2/12/95	
				Rev.		
				Cor.		
			No.: 005	Folha : 5	F. Total: 9	

6, ∇ ($\frac{0,8}{\nabla}$, $\frac{0,4}{\nabla}$)

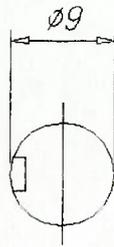


MATERIAL : ACO 1045
 TOLERANCIAS GERAIS: 0,1 mm
 CHANFROS: 1 X 45

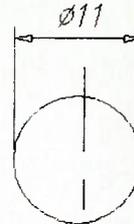
Quant.	Denominacao	Pos.	Material/Codigo	Observacoes		
				Data	Assinatura	
	VALVULA PRATO Buchça do prato		Buchça	Escala:		
				2:1	Des.	2/12/95
					Rev.	
					Cor.	
			No.: 006	Folha : 9	F. Total: 9	

7, $\sqrt{(0,8)}$

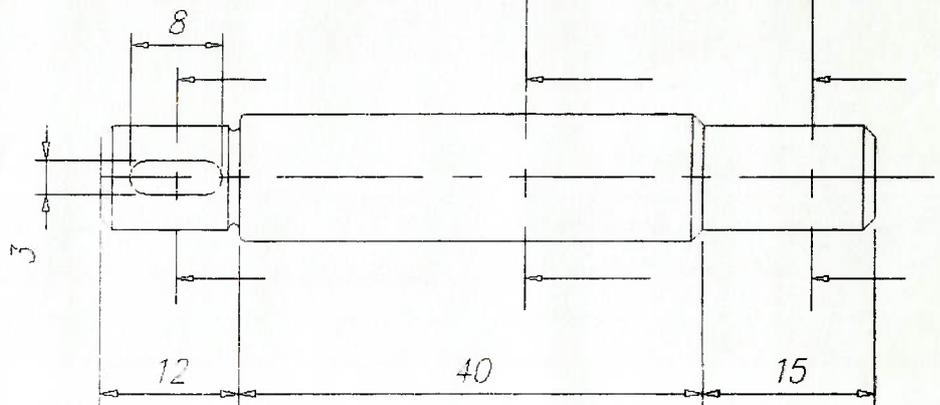
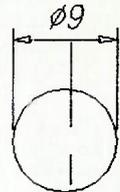
SECCAO A-A



SECCAO B-B



SECCAO C-C



ESCALA 2:1

MATERIAL : ACO 1020
 TOLERANCIAS GERAIS: 0.1 mm
 CHANFROS: 1 X 45

Quant.	Denominacao	Pos.	Material/Codigo	Observacoes			
	VALVULA PRATO EIXO		EIXO	Escala: 2:1	Data	Assinatura	
					Des.	15/12/94	GMG
					Rev.	15/12/94	GMG
					Car.		
			No.: 007	Folha : 008 F. Total: 9			