

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

**ESTUDO TEÓRICO - EXPERIMENTAL DO PONTO DE
OPERAÇÃO E PROPOSIÇÃO DE MÉTODO DE
DIMENSIONAMENTO PARA SISTEMAS PNEUMÁTICOS**

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

MAURO DAMIÁN HENÉ

Florianópolis, Dezembro de 2010

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

ESTUDO TEÓRICO - EXPERIMENTAL DO PONTO DE
OPERAÇÃO E PROPOSIÇÃO DE MÉTODO DE
DIMENSIONAMENTO PARA SISTEMAS PNEUMÁTICOS

MAURO DAMIÁN HENÉ

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA

sendo aprovada em sua forma final.

Prof. Victor Juliano De Negri, Dr. Eng. - Orientador

Prof. Eduardo Alberto Fancello, Dr. Sc. - Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

Arno Bollmann, Dr. Ing.

Eduardo André Perondi, Dr. Eng.

Eugenio de Bona Castelan Neto, Dr.

*O homem erudito é um descobridor de fatos
que já existem - mas o homem sábio
é um criador de valores que não
existem e que ele faz existir.*

Albert Einstein

A toda minha família pelo apoio incondicional, em especial os meus pais “Jorge e Betty”

AGRADECIMENTOS

A meu amigo Deus por proporcionar-me força e sabedoria para buscar a realização dos meus objetivos.

A meus pais Jorge e Betty pela confiança que sempre depositaram em minha capacidade e, principalmente, por me ensinar que amor, caráter, educação e valores são elementos indispensáveis na vida de um homem.

A Alejandra, uma belíssima musa que acompanha minha vida com carinho, ternura, paciência, confiança e principalmente muito amor.

A meus cunhados, sobrinhos, e principalmente as minhas irmãs, Gaby e Marcela, pelo carinho e incentivo que me deram em todos os aspectos da minha vida.

Ao Professor Victor Juliano de Negri, pela paciência, confiança, conselhos, orientação e respeito demonstrado no decorrer do trabalho.

À turma Argentina, Javier, Nancy, Mariana, Facundo, Toty, Miguel, Mariela e em especial a dois grandes amigos Adrian e Marcos, pelos belíssimos encontros, amizade e incentivo no percorrer deste trabalho.

Um agradecimento especial os amigos do LAHIP, Yesid, Desyel, Lidiane, Arhyman, Guilherme B., Cristiano, Facundo, Victor, Matheus, Galaz, Guilherme L., Irving e Zé, pela amizade, incentivo, paciência e colaboração durante o desenvolvimento do trabalho.

A CAPES (Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior) pelo apoio econômico.

Á Facultad de Ingeniería - Oberá - U.N.a.M (Univesidad Nacional de Misiones - Argentina), pelo apoio econômico e, em especial a dois grandes professores, o Ing. Carlos Beck e a Ing^a. M. Cristina Haupt.

SUMÁRIO

Lista de figuras	xiii
Lista de tabelas	xvii
Simbologia	xix
Resumo.....	xxiii
Abstract	xxv
1. Introdução	1
1.1 Contextualização.....	1
1.2 Objetivos e Contribuições	3
1.3 Justificativas.....	4
1.4 Metodologia	5
1.5 Estrutura do Trabalho.....	5
2. Sistemas Pneumáticos	7
2.1 Introdução	7
2.2 Sistemas Pneumáticos	8
2.2.1 Produção, Condicionamento e Distribuição do Ar	8
2.2.2 Atuadores Pneumáticos.....	9
2.2.3 Válvulas Pneumáticas	11
2.3 Sistemas de Atuação Discretos e Contínuos	14
2.4 Dimensionamento de Sistemas Pneumáticos	16
3. Bancada de Ensaios.....	21
3.1 Introdução	21
3.2 Descrição Geral do Sistema	22
3.3 Sistema de Tratamento de Ar.....	27
3.4 Circuito Hidráulico	28
3.5 Sistema de Aquisição de Dados e Controle	29
4. Modelo Matemático	31
4.1 Introdução	31
4.2 Análise Matemática da Vazão.....	33
4.2.1 Avanço do Cilindro Pneumático	36
4.2.1.1 Condição 1 - Avanço	36
4.2.1.2 Condição 2 - Avanço	39
4.2.1.3 Condição 3 - Avanço	40
4.2.1.4 Condição 4 - Avanço	41
4.2.2 Recuo do Cilindro Pneumático	42
4.2.2.1 Condição 1 - Recuo	42
4.2.2.2 Condição 2 - Recuo	44
4.2.2.3 Condição 3 - Recuo	45
4.2.2.4 Condição 4 - Recuo	46
4.3 Análise Matemática da Equação do Movimento.....	47

4.3.1 Avanço do Cilindro Pneumático.....	47
4.3.2 Recuo do Cilindro Pneumático.....	48
5. Resultados Teóricos e Experimentais	51
5.1 Introdução.....	51
5.2 Resultados Teóricos e Experimentais	51
5.2.1 Simulação Empregando Dados de Catálogo.....	51
5.2.2 Simulação Empregando Dados Experimentais e Experimentos	58
5.2.2.1 Ensaios com Cilindro Assimétrico de 63 mm - Avanço..	60
5.2.2.2 Ensaios com Cilindro Assimétrico de 63 mm - Recuo....	68
5.2.2.3 Ensaios com Cilindro Assimétrico de 125 mm - Avanço	71
5.2.2.4 Ensaios com Cilindro Assimétrico de 125 mm - Recuo..	76
5.2.3 Influência dos parâmetros (b_m , r_{av} , r_C , r_T) no comportamento do sistema.	80
5.3 Determinação da Velocidade.....	84
6. Método de Dimensionamento de Sistemas Pneumáticos.....	89
6.1 Introdução.....	89
6.2 Método de Cálculo Proposto.....	89
6.3 Estudos de Caso.....	107
6.3.1 Estudo de Caso I (EC1)	107
6.3.2 Estudo de Caso II (EC2).....	125
7. Conclusões	137
Referências bibliográficas.....	141
Apêndices.....	151
1. Mapa de Atrito	153
2. Ensaios Segundo Norma ISO 6358	159

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Configuração típica de um sistema pneumático (ADI, 2010)	8
Figura 2.2 - Válvula proporcional direcional (BEATER, 2007)	12
Figura 2.3 - Curvas típicas dos ganhos de pressão para os diferentes tipos de centro (MERRIT, 1967)	13
Figura 2.4 - Sistema de atuação on-off, cilindro de dupla ação a) válvula 4/2 de acionamento por alavanca e retorno por mola, b) válvula direcional 5/2 com duplo solenóide (DE NEGRI, 2001-b).....	14
Figura 2.5 - Posicionador pneumático (HENÉ <i>et al.</i> , 2010).....	15
Figura 3.1 - Visão geral da bancada de ensaios IBYTU	21
Figura 3.2 - Diagrama do circuito - sistema hidráulico-pneumático (codificação segundo Tabela 3.1)	22
Figura 3.3 - Sistema hidráulico - pneumático	25
Figura 3.4 - Trajetória do modelo de atrito (MACHADO, 2003)	26
Figura 3.5 - Ensaios segundo Norma ISO 6358	26
Figura 3.6 - Reservatórios de ar	27
Figura 3.7 - Unidade de potência	28
Figura 3.8 - Sistema de aquisição e geração de dados e controle.....	29
Figura 4.1 - Vazão mássica através de uma válvula em função da razão de pressões (DE NEGRI, 2001-b).....	35
Figura 4.2 - VPD e cilindro	35
Figura 5.1 - Condição 1 - Avanço (segundo Equação (4.13)).....	52
Figura 5.2 - Condição 1 - Avanço (segundo Equação (4.15)).....	52
Figura 5.3 - Condição 1 - Avanço (segundo Equação (4.12)).....	53
Figura 5.4 - Condição 1 - Avanço (segundo Equação (4.14)).....	53
Figura 5.5 - Condição 2 - Avanço (segundo Equação (4.19)).....	54
Figura 5.6 - Condição 2 - Avanço (segundo Equação (4.20)).....	54
Figura 5.7 - Condições 1 e 2 - Avanço ($p_o/p_B = f(p_A/p_S)$)	54
Figura 5.8 - Condições 1 e 2 - Avanço ($p_A/p_S = f(p_o/p_B)$).....	54
Figura 5.9 - Condições 1 e 2 -Recuo ($p_o/p_A = f(p_B/p_S)$)	55
Figura 5.10 - Condições 1 e 2 - Recuo ($p_B/p_S = f(p_o/p_A)$)	55
Figura 5.11 - Ponto de operação de um sistema pneumático	56
Figura 5.12 - Razões de pressões de um sistema pneumático, empregando dados de catálogo - Avanço.....	57
Figura 5.13 - Razões de pressões de um sistema pneumático, empregando dados de catálogo - Recuo.....	57
Figura 5.14 - Mapa de atrito estático - cilindro assimétrico de 63 mm. 59	

Figura 5.15 - Mapa de atrito estático - cilindro assimétrico de 125 mm	59
Figura 5.16 - Simulação com dados experimentais e experimentos - Avanço (tensão na válvula de 10 V).....	61
Figura 5.17 - Pontos de operação de um sistema pneumático segundo experimentos - Avanço (tensão na válvula, 8 V e 10 V)	62
Figura 5.18 - Velocidade do cilindro (tensão na válvula de 10 V e carregamento externo de 1414 N).....	63
Figura 5.19 - Carregamento externo de 1414 N (tensão na válvula de 10 V).....	63
Figura 5.20 - Pressões nas diferentes vias (tensão na válvula de 10 V e carregamento externo de 1414 N).....	64
Figura 5.21 - Temperatura nas diferentes vias (tensão na válvula de 10 V e carregamento externo de 1414 N).....	64
Figura 5.22 - Velocidade do cilindro (tensão na válvula de 8 V e carregamento externo de 1415 N).....	65
Figura 5.23 - Pressões nas diferentes vias (tensão na válvula de 8 V e carregamento externo de 1415 N).....	66
Figura 5.24 - Temperatura nas diferentes vias (tensão na válvula de 8 V e carregamento externo de 1415 N).....	66
Figura 5.25 - Velocidade e Força Externa no cilindro (1) 511.5 N - (2) 639.3 N - (3) 691 N (tensão na válvula de 8 V).....	67
Figura 5.26 - Comparação de simulações e experimentos na situação de avanço - cilindro assimétrico 63 mm	68
Figura 5.27 - Pontos de operação de um sistema pneumático segundo simulação e experimentos - Recuo (tensão na válvula, 2 V e 0 V)....	69
Figura 5.28 - Comparação de simulações e experimentos na situação de recuo - cilindro assimétrico 63 mm	70
Figura 5.29 - Comparação de simulações e experimentos na situação de avanço - cilindro assimétrico 125 mm	72
Figura 5.30 - Ampliação da Figura 5.29	73
Figura 5.31 - Ensaios experimentais - cilindro assimétrico de 125 mm (carregamento externo 7346 N - tensão na válvula de 10 V).....	74
Figura 5.32 - Ensaios experimentais - cilindro assimétrico de 125 mm (carregamento externo 4020 N - tensão na válvula de 10 V).....	74
Figura 5.33 - Ensaios experimentais - cilindro assimétrico de 125 mm (carregamento externo 1008 N - tensão na válvula de 10 V).....	75
Figura 5.34 - Ensaios experimentais - cilindro assimétrico de 125 mm (carregamento externo 3978 N - tensão na válvula de 8 V).....	75
Figura 5.35 - Ensaios experimentais - cilindro assimétrico de 125 mm (carregamento externo 983,9 N - tensão na válvula de 8 V).....	76

Figura 5.36 - Comparação de simulações e experimentos na situação de recuo - cilindro assimétrico 125 mm.....	77
Figura 5.37 - Ampliação da Figura 5.36	78
Figura 5.38 - Ensaio experimentais - cilindro assimétrico de 125 mm (carregamento externo - 6877 N - tensão na válvula de 0 V).....	78
Figura 5.39 - Ensaio experimentais - cilindro assimétrico de 125 mm (carregamento externo - 3013 N - tensão na válvula de 0 V).....	79
Figura 5.40 - Ensaio experimentais - cilindro assimétrico de 125 mm (carregamento externo - 997,7 N - tensão na válvula de 0 V).....	79
Figura 5.41 - Diferentes valores da razão de pressão crítica - Avanço ($r_{ar}=0,9$, $r_{Cav}=1$, $r_{Tav}=1$).....	80
Figura 5.42 - Diferentes valores da razão de pressão crítica - Recuo ($r_{ar}=0,9$, $r_{Cre}=1$, $r_{Tre}=1$).....	80
Figura 5.43 - Diferentes valores da razão de áreas - Avanço ($b_{mav}=0,4$, $r_{Cav}=1$, $r_{Tav}=1$).....	81
Figura 5.44 - Diferentes valores da razão de áreas - Recuo ($b_{mre}=0,4$, $r_{Cre}=1$, $r_{Tre}=1$)	81
Figura 5.45 - Diferentes valores da razão de condutância sônica - Avanço ($b=0,4$, $r_{ar}=0,9$, $r_{Tav}=1$).....	82
Figura 5.46 - Diferentes valores da razão de condutância sônica - Recuo ($b=0,4$, $r_{ar}=0,9$, $r_{Tre}=1$).....	82
Figura 5.47 - Diferentes valores da relação de temperaturas - Avanço ($b=0,4$, $r_{ar}=0,9$, $r_{Cav}=1$).....	83
Figura 5.48 - Diferentes valores da relação de temperaturas - Recuo ($b=0,4$, $r_{ar}=0,9$, $r_{Cre}=1$).....	84
Figura 5.49 - Relação entre a vazão mássica e o C da válvula.....	85
Figura 6.1 - Tempo de resposta de um sistema de 2ª ordem com amortecimento crítico	93
Figura 6.2 - Método de dimensionamento de sistemas pneumáticos	94
Figura 6.3 - Fluxograma de dimensionamento pneumático	95
Figura 6.4 - Comprimento livre da flambagem conforme tipo de montagem (LINSINGEN, 2008).....	98
Figura 6.5 - Ponto de operação ideal.....	102
Figura 6.6 - Estudo de Caso 1 - Alimentação de peças para uma máquina aplicadora de cola (HESSE, 2001).....	108
Figura 6.7 - Sistema de atuação a) situação recuo, b) situação avanço.....	109
Figura 6.8 - EC1re-Ponto de interseção, condição 1 e condição 2.....	112
Figura 6.9 - EC1re-Ponto de interseção condição 1, condição 2 e equação de movimento.....	113
Figura 6.10 - EC1re - Ponto de operação	119

Figura 6.11 - Estudo de Caso 2 - Serra basculante para corte de madeira (HESSE, 2001)	126
Figura 6.12 - EC2 - Ponto de operação	134
Figura A 1 - Conjunto válvula-cilindro para gerar Mapa de Atrito	153
Figura A 2 - Mapa de atrito estático para cilindro assimétrico de 63 mm	154
Figura A 3 - Valores mapa de atrito estático cilindro assimétrico 125 mm - Avanço	156
Figura B 1 - Circuito de ensaios para componentes com portas de entrada e saída (ISO 6358-1989)	159
Figura B 2 - Esquemático e correspondência da válvula	161

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Principais tipos de cilindros pneumáticos (BOLLMANN, 1997)	9
Tabela 2.2 - Diâmetros de cilindros pneumáticos segundo normas	10
Tabela 2.3 - Razão de áreas exatas e arredondadas.....	10
Tabela 3.1 - Componentes do sistema hidráulico-pneumático.....	23
Tabela 5.1 - Parâmetros conjunto válvula-cilindro segundo dados de catálogo (Avanço e Recuo).....	52
Tabela 5.2 - Parâmetros da válvula segundo ensaios experimentais segundo a norma ISO 6358.....	58
Tabela 5.3 - Parâmetros do conjunto válvula-cilindro segundo ensaios experimentais - cilindro assimétrico 63 mm - Avanço	60
Tabela 5.4 - Parâmetros conjunto válvula-cilindro segundo ensaios experimentais - cilindro assimétrico 63 mm - Recuo.....	69
Tabela 5.5 - Parâmetros conjunto válvula-cilindro segundo ensaios experimentais - cilindro assimétrico 125 mm - Avanço.....	71
Tabela 5.6 - Parâmetros conjunto válvula-cilindro segundo ensaios experimentais - cilindro assimétrico 125 mm - Recuo.....	77
Tabela 6.1 - Diâmetros de cilindros pneumáticos segundo normas ISO, VDMA e NBR	99
Tabela 6.2 - Razões de pressões para o avanço e recuo.	101
Tabela 6.3 - Razão de áreas arredondadas.....	104
Tabela A 1 - Valores mapa de atrito estático cilindro assimétrico 63mm - Recuo.....	155
Tabela A 2 - Valores mapa de atrito estático cilindro assimétrico 63 mm - Avanço.....	155
Tabela A 3 - Coeficientes polinômio do mapa de atrito do cilindro 63 mm	156
Tabela A 4 - Valores mapa de atrito estático cilindro assimétrico 125 mm - Recuo.....	157
Tabela A 5 - Valores mapa de atrito estático cilindro assimétrico 125 mm - Avanço.....	157
Tabela A 6 - Coeficientes polinômio do mapa de atrito do cilindro 125 mm	157
Tabela B 1 - Via 1-4 (1° Ensaio).....	161
Tabela B 2 - Via 1-4 (2° Ensaio).....	162

Tabela B 3 - Via 1-4 (3° Ensaio).....	162
Tabela B 4 - Via 2-3 (1° Ensaio).....	162
Tabela B 5 - Via 2-3 (2° Ensaio).....	163
Tabela B 6 - Via 2-3 (3° Ensaio).....	163
Tabela B 7 - Via 1-2 (1° Ensaio).....	164
Tabela B 8 - Via 1-2 (2° Ensaio).....	164
Tabela B 9 - Via 1-2 (3° Ensaio).....	164
Tabela B 10 - Via 4-5 (1° Ensaio).....	165
Tabela B 11 - Via 4-5 (2° Ensaio).....	165
Tabela B 12 - Via 4-5 (3° Ensaio).....	166

SIMBOLOGIA

Alfabeto Grego

γ_A	Razão de calores específicos na câmara A	
γ_B	Razão de calores específicos na câmara B	
ρ	Massa específica	[kg/m ³]
ρ_0	Massa específica nas condições de referência	[kg/m ³]
ρ_1	Massa específica na entrada do orifício	[kg/m ³]
ρ_2	Massa específica na saída do orifício	[kg/m ³]
ρ_A	Massa específica na câmara A do cilindro	[kg/m ³]
ρ_B	Massa específica na câmara B do cilindro	[kg/m ³]
ξ	Razão de amortecimento	
ω_n	Frequência natural não amortecida	
τ	Constante de tempo	

Alfabeto Latino

A	Área de passagem na superfície de controle	[m ²]
A_A	Área do êmbolo A do cilindro	[m ²]
A_B	Área do êmbolo B do cilindro	[m ²]
A_h	Área da seção transversal da haste do cilindro	[m ²]
A_{av}	Área de avanço	[m ²]
A_{re}	Área de recuo	[m ²]
b	Razão de pressões crítica – ISO 6358	
b_{mav}	Relação de pressões crítica média no avanço	
b_{mre}	Relação de pressões crítica média no recuo	
b_{P-A}	Relação de pressões crítica da porta P - A	
b_{P-B}	Relação de pressões crítica da porta P - B	

b_{B-E1}	Relação de pressões crítica da porta B – E1	
b_{A-E2}	Relação de pressões crítica da porta A – E2	
c	Comprimento livre da flambagem	
C	Condutância sônica da válvula	[sm ⁴ /kg]
C_{P-A}	Condutância sônica da porta P - A	[sm ⁴ /kg]
C_{P-B}	Condutância sônica da porta P – B	[sm ⁴ /kg]
C_{B-E1}	Condutância sônica da porta B – E1	[sm ⁴ /kg]
C_{A-E2}	Condutância sônica da porta A – E2	[sm ⁴ /kg]
d_e	Diâmetro do êmbolo do cilindro	[m]
d_{ec}	Diâmetro do êmbolo de catálogo do cilindro	[m]
d_h	Diâmetro da haste do cilindro	[m]
d_{hc}	Diâmetro da haste de catálogo do cilindro	[m]
E	Módulo de elasticidade do material	[N/m ²]
F_{at}	Força de atrito	[N]
F_{atCol}	Força de atrito de Coulomb	[N]
F_{atest}	Força de atrito estático	[N]
F_{ext}	Força externa	[N]
F_t	Força total	[N]
F_{max}	Força máxima	[N]
K_{RP}	Ganho em regime permanente	
m_c	Massa da carga	[kg]
p_0	Pressão atmosférica	[Pa]
p_1	Pressão a montante	[Pa]
p_2	Pressão a jusante	[Pa]
p_A	Pressão na câmara A do cilindro	[Pa]
p_B	Pressão na câmara B do cilindro	[Pa]
p_S	Pressão na linha de suprimento	[Pa]

p_{rede}	Pressão na rede	[Pa]
q_m	Vazão mássica de um gás através de um orifício	[kg/s]
q_{m1}	Vazão mássica na entrada do volume de controle	[kg/s]
q_{m2}	Vazão mássica na saída do volume de controle	[kg/s]
q_{mA}	Vazão mássica da válvula para a câmara A do cilindro	[kg/s]
q_{mB}	Vazão mássica da válvula para a câmara B do cilindro	[kg/s]
R	Constante universal dos gases	[kg J/K]
r_{ar}	Razão de áreas do cilindro	
r_{arc}	Razão de áreas do cilindro de catálogo	
r_{Cav}	Razão de condutâncias sônicas no avanço	
r_{Cre}	Razão de condutâncias sônicas no recuo	
r_{pav}	Relação de parâmetros no avanço	
r_{pre}	Relação de parâmetros no recuo	
r_{Tav}	Relação de temperaturas no avanço	
r_{Tre}	Relação de temperaturas no recuo	
t_s	Tempo de acomodação	[s]
T_0	Temperatura do ar nas condições de referência	[K]
T_1	Temperatura do ar a montante	[K]
T_2	Temperatura do ar a jusante	[K]
T_A	Temperatura do ar na câmara A do cilindro	[K]
T_B	Temperatura do ar na câmara B do cilindro	[K]
T_S	Temperatura do ar na linha de suprimento	[K]
U^{s1}	Tensão do transdutor de posição	[V]
U^{U1}	Tensão aplicada ao solenóide da válvula	[V]
U^{Z1}	Tensão de referência	[V]
V	Volume do fluido	[m ³]
V_A	Volume na câmara A do cilindro	[m ³]

V_B	Volume na câmara B do cilindro	[m ³]
v_A	Velocidade do fluido na câmara A	[m/s]
v_B	Velocidade do fluido na câmara B	[m/s]
v_{max}	Velocidade máxima	[m/s]
x^{VPD}	Descolamento do carretel da válvula	[m]
x^A	Posição do atuador	[m]
\dot{x}^A	Velocidade do atuador	[m/s]
\ddot{x}^A	Aceleração do atuador	[m/s ²]
σ_{av}	Razão q_{mA}/C	[kg ² /s ² m ⁴]
Δ_{xd}	Deslocamento do atuador	[m]
Δ_{td}	Tempo de descolamento	[s]

RESUMO

Nos últimos anos, diferentes estudos têm sido publicados com o intuito de aperfeiçoar o desempenho de sistemas de posicionamento pneumáticos, principalmente no que se refere às novas técnicas de controle, estudos do comportamento do atrito em atuadores e a influência da válvula direcional proporcional no desempenho do sistema. As válvulas e os cilindros apresentam limitações comportamentais intrínsecas, devido à compressibilidade do ar, às não-linearidades associadas ao escoamento do ar na válvula e ao atrito mecânico no cilindro. Fatores que tornam os sistemas pneumáticos difíceis de serem controlados.

No entanto, parece ser possível melhorar o desempenho de sistemas de posicionamento pneumáticos uma vez que seja alcançado um correto dimensionamento da válvula e do cilindro e a condição operacional do sistema seja perfeitamente compreendida. Em um sistema de posicionamento, a condição operacional que determina o tamanho mínimo exigido para a válvula está estabelecida no ponto médio do trajeto entre as duas posições em estado estacionário, onde a velocidade máxima ocorre. Em caso de sistemas pneumáticos on-off, a condição de estado estacionário com velocidade constante é a exigência operacional do sistema.

Neste contexto, o presente trabalho estuda a influência dos valores obtidos de catálogos de fabricantes de válvulas frente aos valores obtidos por meio de ensaios experimentais segundo a Norma ISO 6358 na determinação do ponto de operação de um sistema pneumático. O estudo envolve também a análise das mudanças de temperatura nas diferentes vias de trabalho do circuito pneumático durante o deslocamento do atuador.

Em função dos resultados alcançados, válidos tanto para sistemas on-off quanto para sistemas de posicionamento, propõe-se um método de cálculo que auxilie o engenheiro projetista na escolha dos componentes pneumáticos, apresentando um conceito alternativo aos tradicionais métodos de dimensionamento.

Palavras Chaves: Ponto Operacional, Dimensionamento de Sistemas Pneumáticos

ABSTRACT

In the last years, many studies have been published in order to improve the performance of the pneumatic positioning systems, mainly about new techniques of control, friction behavior in actuators and the influence of the directional proportional valve in the system performance. The valves and the cylinders have intrinsic behavior limitations due to air compressibility, non-linearities associated with the air flow in the valve and mechanical friction on the cylinder. These factors make systems difficult to control pneumatic.

However, it seems to be possible to improve the pneumatic positioning systems when it is reached a correct sizing of the valve and the cylinder and when the operational condition of the system is totally understood. In positioning systems, the operational condition that determines the minimum size required for the valve is established in the middle point of the stroke between the two positions in steady state where the high speed occurs. In on-off pneumatic systems, the steady state condition with constant speed is the operating system requirement.

In this scenario, this dissertation studies the influence of values obtained from manufacturer catalogs valves compared to values obtained by experimental tests according to ISO 6358 in the determination of the operating point of pneumatic systems. The study also involves the analysis of temperature changes in the different work ports of the pneumatic circuit during the actuator displacement.

With the reached results, valid for both on-off systems and positioning systems, it is proposed a calculation method that helps the design engineer in the choice of pneumatic components, presenting an alternative concept against the traditional methods of sizing.

Keywords: Operating Point, Pneumatic Systems Sizing

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

Este capítulo contextualiza o presente trabalho na área de sistemas pneumáticos e apresenta os principais aspectos que o motivaram. Na seqüência são apresentados os objetivos e contribuições, as justificativas, a metodologia e finalmente a estrutura do trabalho.

1.1 Contextualização

Quando os engenheiros projetistas iniciam o desenvolvimento de algum tipo de equipamento automático eles enfrentam duas questões principais: a primeira está relacionada com a solução técnica para atender aos requisitos funcionais e o segundo com questões comerciais, envolvendo o custo de fabricação.

Para resolver o primeiro problema, especialmente quando um controle automático de movimento complexo é necessário, é importante um amplo conhecimento dos princípios associados aos movimentos mecânicos. O segundo problema mencionado, de custos, está diretamente relacionado ao projeto em si, e deve ser alcançada a configuração coerente mais simples que atenda a operação satisfatoriamente (KRIVTS E KREJNIN, 2006).

Atualmente, tanto os sistemas elétricos e eletromecânicos quanto os sistemas hidráulicos e pneumáticos são os mais utilizados nos equipamentos de automação. Qualquer seja a utilização, todos esses sistemas de acionamento têm suas próprias deficiências, limitando suas características de desempenho.

Muitas são as aplicações de automação industrial em que se prioriza a pneumática em detrimento a outros princípios de solução, como a mecânica, hidráulica e elétrica. Mesmo assim, a pneumática demonstra-se suficientemente flexível para operar em conjunto com esses outros princípios de solução, através da disponibilização de inúmeros componentes que oferecem alta modularidade na construção de circuitos, viabilizando soluções personalizadas para cada demanda, como exemplo, os

circuitos hidropneumáticos, eletropneumáticos e, nas últimas décadas, a pneumática¹ (ASAFF, 2006).

Segundo BOLLMANN (1997), os sistemas pneumáticos por serem relativamente leves, limpos, baratos e com boa relação peso/potência, têm sido largamente utilizados na indústria. Seu uso mais comum é em situações de posicionamento ponto a ponto onde o movimento está centrado em duas posições e é normalmente fixado por paradas mecânicas, as quais são chamadas de aplicações do tipo *pick and place*, usando válvulas de controle direcional “on-off” - válvulas com dois possíveis estados.

Modernamente, os grandes avanços da eletrônica e microinformática, têm proporcionado um aumento significativo no grau de automação das indústrias manufatureiras e de processos. Os requisitos de precisão, flexibilidade e velocidade dos componentes mecânicos têm crescido nesta mesma proporção. Assim, situações como, por exemplo, na robótica, nas quais são necessários seguimentos de trajetória e posicionamento precisos, é cada vez mais comum em aplicações industriais (PERONDI, 2002).

Nos últimos anos, diferentes estudos foram publicados com o intuito de aperfeiçoar o desempenho de sistemas de posicionamento pneumáticos, principalmente no que se refere às novas técnicas de controle, aos estudos do comportamento do atrito em atuadores e, a influência da válvula direcional proporcional no desempenho do sistema.

As válvulas e os cilindros apresentam limitações comportamentais intrínsecas. Nas válvulas, a relação tensão-vazão mássica e a dependência da vazão mássica com a pressão de entrada e saída são tipicamente não lineares, especialmente quando ocorre escoamento sônico. A compressibilidade do ar e o atrito mecânico no cilindro limitam o desempenho do sistema.

Graças à evolução tecnológica dos instrumentos eletrônicos e dos componentes pneumáticos, como novos cilindros de baixo atrito e servoválvulas de alto desempenho, os sistemas de posicionamento pneumáticos vêm aumentando significativamente a capacidade de competir com os sistemas de posicionamento elétricos e hidráulicos.

Mesmo assim, o desempenho dos sistemas pneumáticos pode ainda ser melhorado ao mesmo tempo em que os custos e tempo de projeto precisam ser os menores possíveis.

¹ Combinação dos recursos técnicos da pneumática, da microeletrônica e da informática, associada à promoção da melhor comunicação entre seus especialistas, visando a obtenção de soluções otimizadoras e inovadoras no âmbito dos projetos de máquinas e de sistemas de produção (BOLLMANN, 1997).

Em vista do apresentado, acredita-se possível melhorar o desempenho de sistemas de posicionamento pneumáticos uma vez que seja alcançado um correto dimensionamento do conjunto válvula – cilindro, juntamente com uma boa compreensão da condição operacional do sistema. Em um sistema de posicionamento, a condição operacional que determina o tamanho mínimo exigido para a válvula está estabelecida aproximadamente no ponto médio do trajeto entre as duas posições em estado estacionário, onde a velocidade máxima ocorre. Em caso de sistemas pneumáticos on-off, a condição de estado estacionário com velocidade constante é a exigência operacional do sistema (HENÉ *et al.*, 2010).

A Norma ISO 6358 (ISO, 1989), define dois parâmetros: a razão de pressões crítica (b) e a condutância sônica (C), por intermédio dos quais é possível caracterizar as válvulas pneumáticas. Observa-se que estes valores disponíveis nos catálogos dos fabricantes correspondem a uma média de um lote ou conjunto de componentes ensaiados. Estes fatores podem influenciar diretamente na determinação do ponto operacional do sistema, como será apresentado no transcurso deste trabalho.

No momento de elaborar um novo projeto, características técnicas confiáveis são fundamentais para o procedimento de dimensionamento dos componentes. Devido a isso, será apresentado um conceito alternativo aos tradicionais métodos de dimensionamento encontrados na literatura.

Assim, um método de cálculo, sob esta nova ótica da determinação do ponto operacional, auxiliará ao engenheiro no projeto do sistema, uma vez que o circuito pneumático já foi concebido, facilitando a escolha dos respectivos componentes, além de proporcionar maior segurança na tomada de decisão.

1.2 Objetivos e Contribuições

O trabalho documentado nesta dissertação tem por objetivo realizar um estudo teórico-experimental da influência dos parâmetros que caracterizam uma válvula segundo a Norma ISO 6358 (ISO, 1989) na determinação do ponto de operação de conjuntos válvula-cilindro pneumáticos. Adicionalmente, é proposto um método de dimensionamento de sistemas pneumáticos.

Esta pesquisa se baseou no modelo matemático proposto por OLIVEIRA (2009). Inicialmente se analisou e complementou este modelo estudando a influência dos valores da razão de pressões crítica (b) e da condutância sônica (C) na determinação do ponto operacional. Neste

estudo, os valores obtidos de catálogos de fabricantes de válvulas são confrontados com os mesmos parâmetros obtidos por meio de ensaios experimentais segundo a Norma ISO 6358.

O estudo envolve também, a análise das mudanças da temperatura nas diferentes vias de trabalho do circuito pneumático durante o deslocamento do atuador.

Em função dos resultados alcançados, válidos tanto para sistemas on-off como para sistemas de posicionamento, propõe-se um método de cálculo que auxilie o engenheiro projetista na escolha dos componentes pneumáticos, apresentando um conceito alternativo aos tradicionais métodos de dimensionamento.

Pretende-se contribuir com o relato de informações sobre a influência dos parâmetros que caracterizam o comportamento de um circuito pneumático, ao mesmo tempo evidenciando a importância de os fabricantes, principalmente de válvulas, fornecerem dados técnicos cada vez mais confiáveis e precisos. Isto é fundamental para que o sistema se comporte de maneira semelhante para a qual foi projetado.

Almeja-se, também, que o método de cálculo proposto possa ser utilizado futuramente numa metodologia de projeto mais ampla e, assim, facilitar o fluxo de informações entre outras equipes de projeto, de maneira que todos os passos necessários para a execução do projeto sejam executados com menor tempo e custo.

1.3 Justificativas

Embora as pesquisas em controle dos sistemas pneumáticos de posicionamento, ou posicionadores pneumáticos, venham crescendo dia após dia percebe-se que existem poucas informações referentes à metodologia de projeto de sistemas pneumáticos.

Segundo HILDEBRANDT, *et al.*, (2010), dificilmente são achadas na atualidade soluções viáveis para o dimensionamento de sistemas de posicionamento pneumático, especialmente para aplicações robóticas.

Devido à falta de soluções, há uma tendência a superdimensionar os sistemas de posicionamento, o que resulta, não somente em desperdício de energia e dinheiro, mas também causa elevados momentos de inércia no sistema de atuação e dificuldades no controle da sua dinâmica.

Acredita-se que o desempenho de um sistema pneumático é fortemente dependente da influência de cada parâmetro nas condições de operação.

Assim sendo, pretende-se contribuir com informações que permitam um melhor entendimento global do comportamento dos sistemas pneumáticos e espera-se que haja o desenvolvimento de uma nova metodologia para dimensionamento destes sistemas. Espera-se que essas informações sejam úteis para que os sistemas de posicionamento pneumáticos sejam mais competitivos frente aos demais sistemas de atuação.

1.4 Metodologia

O trabalho será conduzido teórica e experimentalmente. Num primeiro momento, aprofundar-se-á o modelo matemático teórico proposto no trabalho de Dissertação de Mestrado de Oliveira (OLIVEIRA, 2009).

Em seguida, buscar-se-á reproduzir, por meio de uma bancada de ensaios projetada e montada no Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos (LASHIP) do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), diferentes condições de funcionamento de um sistema pneumático e assim validar o modelo mencionado.

Na seqüência, propõe-se um método de cálculo que auxilie na escolha dos componentes pneumáticos.

1.5 Estrutura do Trabalho

O trabalho documentado nesta dissertação é composto de sete capítulos estruturados da seguinte maneira:

No Capítulo 2, apresenta-se uma breve revisão bibliográfica dos sistemas de atuação pneumáticos, como também uma visão dos principais métodos de projeto de sistemas pneumáticos, suas características e modo de obtenção dos parâmetros que vão caracterizar os componentes do sistema de atuação, fundamentalmente o conjunto válvula-cilindro.

No Capítulo 3 são descritos os componentes da bancada de ensaios, o aparato experimental e o sistema de medição e controle utilizados para os ensaios.

No Capítulo 4, apresenta-se um estudo detalhado do modelo matemático proposto.

No Capítulo 5, apresentam-se as simulações, os resultados teóricos e experimentais, em função dos parâmetros que caracterizam os componentes pneumáticos.

No Capítulo 6, apresenta-se o método de cálculo proposto para o dimensionamento de sistemas pneumáticos, detalhando o procedimento de cálculo, ao mesmo tempo, são apresentados dos estudos de caso.

As conclusões finais e recomendações para trabalhos futuros são apresentadas no Capítulo 7.

No Apêndice A é apresentado o levantamento dos mapas de atrito dos cilindros pneumáticos utilizados e, no Apêndice B, descrevem-se os ensaios realizados para determinar a razão de pressões crítica e a condutância sônica nas diferentes vias na válvula.

CAPÍTULO 2

SISTEMAS PNEUMÁTICOS

Apresenta-se neste capítulo uma pequena revisão bibliográfica dos sistemas pneumáticos: sua definição, principais componentes e os sistemas de atuação. Será apresentada também uma breve resenha dos tradicionais métodos utilizados para o dimensionamento de sistemas pneumáticos.

2.1 Introdução

A pneumática é a especialidade que lida com as propriedades mecânicas de gases, tais como pressão e massa específica, e aplica o princípio da utilização do gás como fonte de energia para resolver problemas de engenharia. O gás mais utilizado é o ar comprimido e, portanto, seu uso tornou-se sinônimo do termo pneumática (BEATER, 2007).

A história demonstra que a utilização do ar como um meio de transferência de energia pode ser rastreada a até mais de 2000 anos. Um longo caminho foi percorrido, das máquinas impulsionadas por ar comprimido na Alexandria aos equipamentos eletropneumáticos de nossos dias SCHRADER (19--).

As vantagens, como também as desvantagens da utilização da pneumática, são amplamente conhecidas e estão disponíveis em várias literaturas referidas ao assunto. São alguns exemplos: ADI (2010), ANDERSEN (1967), BEATER (2007), BOLLMANN (1997), PARKER (2000) e SCHRADER (19--).

BOLLMANN (1997) apresenta os setores que aplicam a pneumática de forma intensiva para automação como, por exemplo: Setor agrícola e agropecuário, indústria de processamento de alimentos, indústria metalúrgica, setor de embalagem de produtos, setores de móveis e madeiras, papel, têxtil, couro, construção civil e transporte, entre outros.

Observa-se que, graças às novas pesquisas e a disponibilidade de componentes inovadores, a pneumática se prepara para abrir novos caminhos, passando a novos setores e aplicações. Segundo BELFORTE (2000), tais avanços são esperados em: robótica, manipulação em ambientes perigosos, veículos (automóveis, trens, navios), agricultura, indústria têxtil, sistemas de alta velocidade (rotativo e linear), e em bioengenharia.

Conclui-se que a pneumática é uma tecnologia vigorosa e crescente devido à inovação contínua dos componentes e à busca por novas aplicações, onde existam perspectivas promissoras para abertura de novas áreas de desenvolvimento.

2.2 Sistemas Pneumáticos

2.2.1 Produção, Condicionamento e Distribuição do Ar

Identificam-se dois domínios tecnológicos distintos no referente aos Sistemas e Componentes Hidráulicos e Pneumáticos. O primeiro refere-se à produção, condicionamento e distribuição do ar comprimido, compreendendo o estudo de processos de compressão, filtragem e secagem, assim como o desenvolvimento tecnológico e dimensionamento dos componentes para realizar estas funções.

Alimentados pela fonte de ar comprimido estão os circuitos pneumáticos, que incluem válvulas e cilindros interligados através de tubulações, tendo como objetivo a conversão, de forma controlada, da energia pneumática em energia mecânica de translação ou de rotação. O circuito pneumático é entendido como parte de um sistema pneumático o qual engloba também os sensores, controladores, circuitos elétricos e demais componentes que viabilizam a automação ou controle de um processo (DE NEGRI, 2001-b).

Em CAMOZZI (2004), DE NEGRI (2001-b), FESTO (1996), OLIVEIRA (2009), PARKER (2000), SCHRADER (19--) e outros, apresentam-se de forma detalhada quais são os componentes necessários para operar um sistema pneumático básico com sucesso, sendo parte destes ilustrados na Figura 2.1:

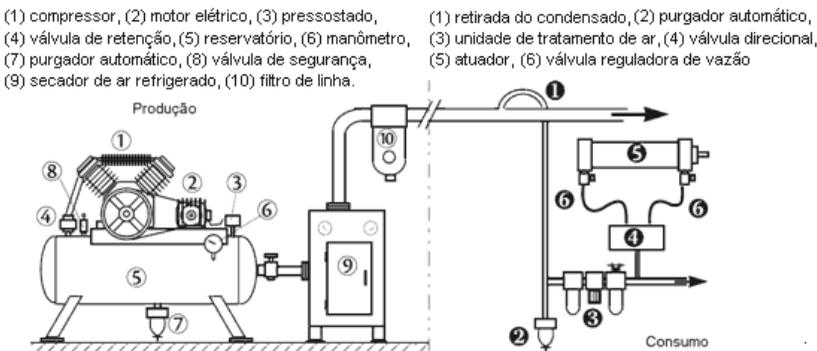


Figura 2.1 - Configuração típica de um sistema pneumático (ADI, 2010)

Como a finalidade deste trabalho é o estudo de circuitos pneumáticos, pressupõe-se a existência de uma fonte de ar comprimido que possibilita uma tomada de ar a pressão constante.

2.2.2 Atuadores Pneumáticos

A função do atuador pneumático é transformar a energia cinética gerada pelo ar pressurizado e comprimido em energia mecânica, produzindo trabalho útil. Ao mesmo tempo, seu desempenho e custo podem ser os fatores decisivos na escolha da tecnologia pneumática, em lugar de outra técnica de atuação.

As principais tendências do desenvolvimento do atuador pneumático incluem o aumento da eficiência, melhora na relação peso-potência, e a racionalização da construção, bem como a proposição de novos tipos de dispositivos (KRIVTS e KREJNIN, 2006).

Os atuadores podem ser divididos em três grupos: (1) atuadores lineares, (2) atuadores rotativos, e (3) motores pneumáticos.

Para aplicações lineares de controle de movimento, existem três tipos de construções: (1) cilindros pneumáticos, (2) atuadores de diafragma, (3) atuadores com fole.

Muitas características e fatores de projeto influenciam na escolha de um tipo específico de atuador linear. Antes de fazer uma escolha, é necessário analisar cada tipo, baseando-se no princípio operacional, no desempenho, nas questões ambientais e no fator custo.

Os cilindros pneumáticos utilizados neste trabalho ainda podem ser classificados de acordo com a Tabela 2.1, que apresenta a categorização proposta por BOLLMANN (1997).

Tabela 2.1 - Principais tipos de cilindros pneumáticos (BOLLMANN, 1997)

CILINDROS DE AÇÃO SIMPLES	De êmbolo e haste	Retorno por mola ou por força externa
	De membrana e haste	
	De membrana	
CILINDROS DE DUPLA AÇÃO	Com haste	Simple
		Dupla
	Sem haste	De Cabo
		De Cinta (ou tira)
		Magnético

A normalização de produtos possibilita o intercâmbio técnico comercial mundial, através, de dimensões padronizadas que facilitam a manutenção e viabilizam as substituições por componentes de outros fabricantes. Neste contexto, estão apresentadas a seguir, as principais normas utilizadas para padronizar estes equipamentos, com o objetivo de determinar quais são as soluções comerciais disponíveis.

Os valores do diâmetro da haste e êmbolo, segundo as normas ISO 6432 (ISO, 1985), ISO 6431/VDMA 24562 (ISO, 1992), estão apresentados na Tabela 2.2. A partir de ambos os diâmetros, é possível calcular as áreas, A_A e A_B , conforme se observa na Figura 2.5.

Por sua vez, é possível determinar a razão de áreas (r_{ar}) para cada par de valores do diâmetro da haste e êmbolo, considerando que $r_{ar}=A_B/A_A$, conforme apresentado na Tabela 2.3.

Como vários valores da razão de áreas encontram-se muito próximos, um arredondamento foi realizado para facilitar o estudo.

Tabela 2.2 - Diâmetros de cilindros pneumáticos segundo normas

		N O R M A S		
		ISO 6432	ISO 6431/ VDMA 24562	NBR 12602
		Diâmetro Haste [mm]		
Diâmetro Êmbolo [mm]	8	4		
	10	4		
	12	6		
	16	6		
	20	8		
	25	10		
	32		12	12
	40		16	16
	50		20	16
	63		20	20
	80		25	20
	100		25	25
	125		32	25
	160		40	32
	200		40	32
	250			40
320			50	

Tabela 2.3 - Razão de áreas exatas e arredondadas

Razão de Áreas $r_{ar}=A_B/A_A$	
Exatas	Arredondadas
0,75	0,75
0,84	0,84
0,859375	0,86
0,8976	0,90
0,899218947	
0,90234375	0,93
0,934464	
0,9375	0,93
0,96	0,96
0,9744	0,97
0,975585938	
1	1

2.2.3 Válvulas Pneumáticas

Segundo a Norma ISO 5598 (ISO, 2008) as válvulas são os componentes que controlam a direção, a pressão ou a vazão do fluido.

São as componentes chaves de um sistema pneumático, pois direcionam a vazão de ar às câmaras do cilindro fazendo com que este se movimente.

A construção atual das válvulas pode ser categorizada em dois grupos:

- 1) Válvulas de controle direcionais,
- 2) Válvulas proporcionais,

A primeira categoria de válvulas, comumente chamadas on-off, tem um pequeno número de estados, tipicamente um, dois ou três, que resultam de seus sinais de entrada binários. Devido à resistência interna, as válvulas também restringem a passagem do ar, um efeito que normalmente não é bem vindo. Segundo BEATER (2007) existem várias maneiras de diferenciar as válvulas de controle direcional:

- ✓ Número de vias,
- ✓ Número de posições ou estados estáveis internos possíveis,
- ✓ Projeto interno, por exemplo, carretel ou de assento,
- ✓ Tipo de acionamento, por exemplo, elétrico, pneumático ou manual.

As configurações típicas como a simbologia destes componentes, podem ser encontradas nas Normas ISO 1219-1 (ISO, 2006) e ISO 1219-2 (ISO, 1995).

No entanto, diferentemente das válvulas de controle direcionais, as válvulas proporcionais têm um número ilimitado de estados possíveis que são proporcionais ao sinal de entrada analógico, por exemplo, tensão de -10 V a +10 V ou uma corrente entre 4 mA a 20 mA.

Há três diferentes tipos de válvulas proporcionais: válvulas de controle proporcional direcional (VPD), válvulas de controle proporcional de pressão e válvulas de controle de vazão. As características, modo de operação e aplicações dos dois últimos tipos de válvulas podem ser encontradas em BEATER (2007).

A válvula proporcional direcional (VPD) é constituída basicamente de um carretel linear que pode ser equipado com diferentes tipos de conversores eletromecânicos. Muitas VPD possuem um sistema de controle de posição do carretel. A posição é continuamente medida e

comparada com o sinal de entrada através de um controlador eletrônico. Neste caso, o amplificador eletrônico é comandado não diretamente pelo sinal de entrada na válvula, mas pelo sinal de saída do controlador. A realimentação de posição nestas válvulas é fator determinante para que o sistema atinja bom desempenho em velocidade, precisão, repetibilidade, confiabilidade, baixa histerese e respostas rápidas (PORTELA, 1996).

Na Figura 2.2 é apresentada uma válvula proporcional direcional e sua simbologia. Nota-se na simbologia, o sensor e o controlador para a posição do carretel. As linhas adicionais em cima e embaixo dos quadrados indicam que a posição do carretel é continuamente ajustável (BEATER, 2007).

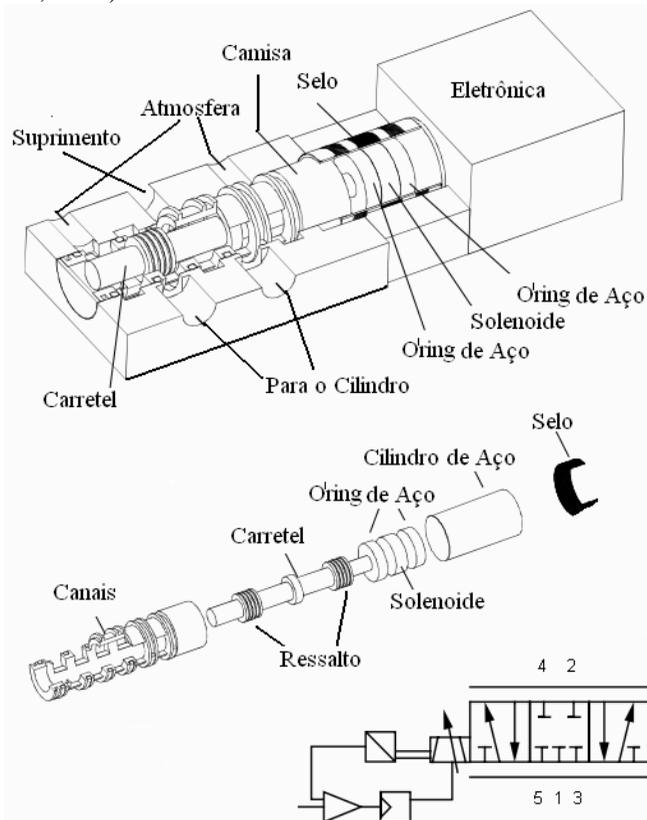


Figura 2.2 - Válvula proporcional direcional (BEATER, 2007)

Segundo PINCHE e CALLEAR (1996), PERONDI (2002) e OLIVEIRA (2009) as VPD são o tipo mais comum de válvulas utiliza-

das em posicionadores pneumáticos para a transmissão de potência para o atuador. Suas principais características são: baixo consumo elétrico, baixos vazamentos, sem consumo de ar adicional para o controle dos sistemas, insensível a contaminação e desempenho aproximadamente constante, mesmo que com flutuações na rede de ar comprimido.

É importante ressaltar que as válvulas mais simples podem apresentar carretel com apenas um único ressalto de bloqueio, mas, normalmente, os números de ressalto de bloqueio de uma válvula são três (3) ou quatro (4). Dependendo da largura do ressalto de bloqueio com respeito à abertura radial da passagem de fluido, a válvula pode ser denominada de centro aberto (*underlapped*); centro crítico (*zero lapped*) ou de centro fechado (*overlapped*).

A Figura 2.3, adaptada de MERRIT (1967), apresenta, para cada tipo de centro (aberto, crítico ou fechado), as variações típicas da vazão volumétrica através de uma válvula direcional, em função do deslocamento do carretel de controle na região próxima à sua posição neutra (central). Uma análise mais detalhada da zona morta em válvulas, pode ser achada em ANDERSEN (1967), MERRIT (1967) e PERONDI (2002).

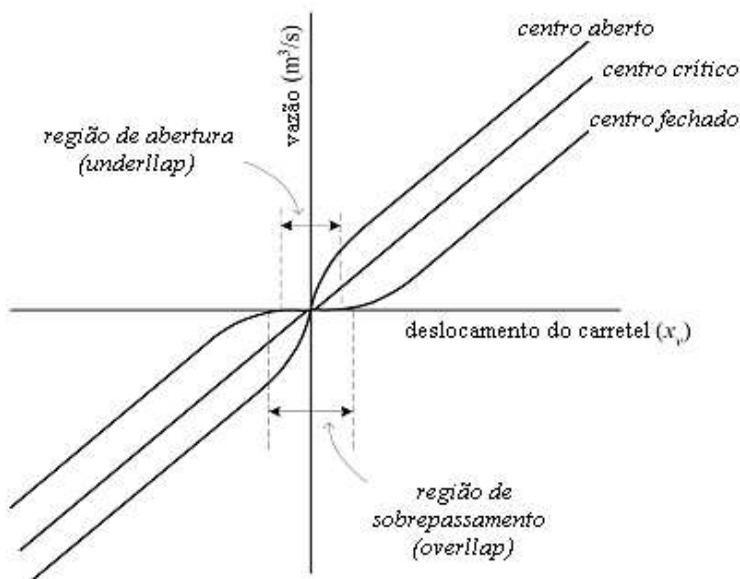


Figura 2.3 - Curvas típicas dos ganhos de pressão para os diferentes tipos de centro (MERRIT, 1967)

2.3 Sistemas de Atuação Discretos e Contínuos

Apresentou-se nas seções 2.2.2 e 2.2.3, os tipos e principais características dos cilindros e das válvulas pneumáticas. Porém, combinando apropriadamente ambos os componentes, é possível controlar a direção do movimento do cilindro sob a ação de uma carga externa ou vencer um determinado valor de força. Para lograr tais objetivos, existem dois diferentes tipos de sistemas de atuação, os discretos e os contínuos.

Nos sistemas de atuação discretos, o comumente chamados de sistemas on-off, existem várias possibilidades de combinações de válvulas e cilindros: cilindros de simples ação com retorno por mola comandados por válvulas de três vias e duas posições (3/2), cilindros de dupla ação comandados por válvulas de quatro vias e duas posições (4/2) ou também de cinco vias e duas posições (5/2). Em determinadas aplicações se utilizam também válvulas de três posições, existindo normalmente duas molas que provocam o retorno da válvula para a posição central quando cessa o sinal de acionamento.

A forma de acionamento da válvula é bastante variada: pode ser de acionamento mecânico com retorno por mola, acionamento por piloto ou acionado por meio de solenóides.

A Figura 2.4, adaptada de DE NEGRI (2001-b), apresenta, uma configuração típica de sistema de atuação on-ff.

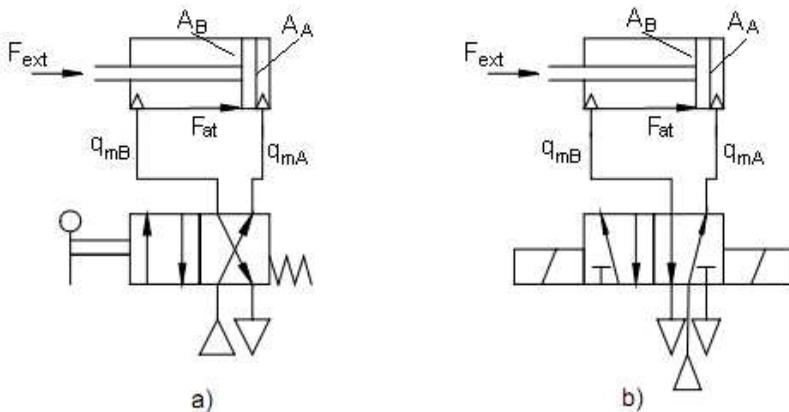


Figura 2.4 - Sistema de atuação on-ff, cilindro de dupla ação **a)** válvula 4/2 de acionamento por alavanca e retorno por mola, **b)** válvula direcional 5/2 com duplo solenóide (DE NEGRI, 2001-b)

Já, os sistemas que possibilitam posicionar uma carga mecânica em uma dada localização, definida por uma coordenada (x, y, z) , são chamados de sistemas de posicionamento. Esta localização pode ser fixa ou variável no tempo, ou seja, uma função do tipo $(x(t), y(t), z(t))$. Nestes casos os sistemas de posicionamento são, algumas vezes, chamados de seguidores, ou posicionadores pneumáticos (PERONDI e GUENTHER, 2001).

As aplicações e a forma de operação de ambos os sistemas descritos anteriormente são diferentes, mas na essência o princípio de funcionamento é similar. Na Figura 2.5, apresenta-se os principais elementos de um posicionador pneumático translacional. O seguinte sistema, utilizado neste trabalho, consiste basicamente de uma VPD e de um cilindro de dupla ação com haste simples, onde o conjunto haste/êmbolo é conectado a uma carga inercial (m_c) que se deseja posicionar. As principais forças a serem superadas pelo atuador são aquelas associadas ao carregamento externo e ao atrito.

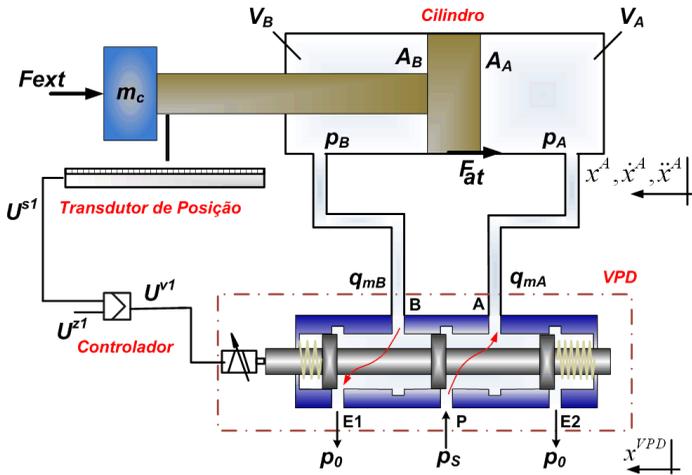


Figura 2.5 - Posicionador pneumático (HENÉ *et al.*, 2010)

A posição do carretel da VPD controla a vazão de ar que entra e sai das câmaras do atuador. Por exemplo, deslocando o carretel da servoválvula (x^{VPD}) no sentido positivo, de acordo com a Figura 2.5, a via da pressão de suprimento é conectada com a câmara A e a câmara B é conectada com a atmosfera. Como a pressão de suprimento (p_s) é maior que a pressão da câmara A (p_A), surge uma vazão mássica de ar da válvula para esta câmara (q_{mA}). Simultaneamente, como a pressão na câma-

ra B (p_B) é maior que a pressão atmosférica (p_0), surge, então, uma vazão mássica de ar na câmara B para a atmosfera (q_{mB}). Com isso, a pressão na câmara A aumenta e a pressão na câmara B diminui. A pressão aplicada na área correspondente a cada câmara do atuador, gera uma diferença de força que provoca o descolamento da carga.

O deslocamento do carretel da válvula (x^{VPD}) é, muitas vezes, provocado por uma tensão (U^{VI}) aplicada a um solenóide. Desta maneira, a dinâmica de um posicionador pneumático tem como entrada uma tensão U^{VI} e como saída o deslocamento x^A do êmbolo do cilindro (ou da massa acoplada). Esta dinâmica compreende:

- ✓ A relação entre a tensão aplicada U^{VI} (entrada) e o deslocamento x^{VPD} do carretel (dinâmica da válvula).
- ✓ As relações entre as aberturas na válvula (ocasionadas pelo deslocamento do carretel) e as vazões mássicas de ar através da válvula.
- ✓ As relações entre as vazões mássicas nas câmaras do cilindro e as pressões que elas provocam.
- ✓ A relação entre a diferença de pressões e o deslocamento do êmbolo x^A (saída).

Aqui se apresentou uma das configurações geralmente utilizadas para as válvulas proporcionais direcionais nos sistemas pneumáticos de posicionamento. Porém, existem outras menos utilizadas, baseadas na disposição de uma VPD reguladora para cada câmara do atuador. Isto implica na possibilidade da existência de um sinal de controle para cada VPD.

As válvulas pneumáticas têm uma influência significativa sobre o comportamento do sistema, tanto em malha aberta, quanto em malha fechada. As não-linearidades da válvula influenciam na precisão de um sistema em estado estacionário, especialmente em sistemas de posicionamento. As não-linearidades mais importantes do ponto de vista da precisão são: histerese, zona morta, desvio do ponto zero, e ganho de pressão da servoválvula (VIRVALO, 2001).

2.4 Dimensionamento de Sistemas Pneumáticos

Tradicionalmente, o uso da pneumática em aplicações industriais e de automação, está centrado em movimentos fixados por paradas mecânicas. Este tipo de atuação tem encontrado grande sucesso nestas aplicações, no entanto, para movimento onde o posicionamento desejado é

uma posição fixa qualquer ao longo do curso do cilindro, os sistemas elétricos e hidráulicos são geralmente empregados.

De acordo com a tradição, o projeto de um sistema de automação pneumática era baseado, principalmente, na experiência do engenheiro projetista. Alternativamente, os componentes eram selecionados com base na regra onde os cilindros, válvulas e tubulações, deveriam ter o mesmo diâmetro das conexões. Estes procedimentos resultavam, muitas vezes, em superdimensionamento do sistema e, às vezes, no subdimensionamento.

Superdimensionar um sistema pneumático resulta em componentes maiores, elevando os custos e o consumo de ar. Por outra parte, subdimensionar pode ocasionar que o tempo de posicionamento seja muito longo ou a velocidade seja muito baixa (ZHOU, 2001).

Segundo OLIVEIRA (2009), embora existam muitos livros sobre pneumática, apenas poucos destes tratam do projeto do circuito e dimensionamento dos componentes pneumáticos. No fim da década de 1970, houve vários relatos sobre o projeto e análise de sistemas pneumáticos. Alguns deles deram origem a hologramas em que se calculava o curso, a velocidade do pistão ou o consumo de ar. No entanto, o grande número de suposições e simplificações requeridas os tornou obsoletos na era dos potentes sistemas de simulação digital.

Atualmente, existem diversos fabricantes de componentes pneumáticos como visto em: ROSS CONTROLS (2010), PNEUMATICS ONLINE (2010), PHD (2010), NUMATICS (2010) e METALWORK (2010), que fornecem em seus respectivos *web site*, programas para dimensionar a válvula e o cilindro em função de determinados requisitos de projeto. Geralmente são baseados na aplicação do equacionamento fornecido pela norma ISO 6358 para o cálculo da vazão mássica (q_m), ou na norma VDI 3290 para o cálculo da vazão volumétrica nominal (Q_n), ou da norma ANSI/(NFPA) T3.21.3 para o cálculo do coeficiente de vazão (C_v) da válvula. No entanto, o cálculo da área mínima necessária do êmbolo do cilindro é realizado conhecendo o valor da força externa, da pressão de suprimento e, supondo uma queda de pressão (Δp) na válvula que geralmente varia de $0,5 \times 10^5$ Pa a $0,7 \times 10^5$ Pa.

A abordagem utilizada pelos fabricantes e fornecedores descritos acima, é em regime permanente e é adequada para aplicações do tipo *pick and place*, onde paradas mecânicas podem compensar o mau comportamento transiente do sistema. A única consideração dinâmica é a da velocidade selecionada. Mas, em geral, a velocidade dos cilindros é mantida em valores baixos, a fim de manter o desgaste mecânico em níveis aceitáveis.

DE NEGRI (2001-b), apresenta um método de seleção do conjunto válvula-cilindro de modo a garantir a movimentação da força externa com a velocidade de atuação requerida. O método é constituído por onze (11) passos. Basicamente, consiste em escolher um diâmetro comercial do atuador pressupondo inicialmente uma queda de pressão na válvula. Depois de uma serie de passos, determina-se a vazão volumétrica nominal ou coeficiente de vazão (segundo a preferência do projetista), com isso, se escolhe uma válvula segundo dados de catálogo. Escolhida a válvula, reavalia-se a queda da pressão na alimentação. Posteriormente calcula-se a vazão volumétrica na via de trabalho restante do sistema (via *A* ou *B* segundo corresponda), e finalmente, calcula-se a força resultante.

Quando as perdas da pressão causadas pelas vazões decorrentes da velocidade desejada forem suficientemente pequenas, de forma, que as pressões na via de trabalho correspondam a uma força desejada, ter-se-á a solução final do problema, caso contrário, reavalia-se a válvula escolhida ou o cilindro escolhido.

Por muitos anos, os sistemas pneumáticos foram subestimados no universo do controle. Isto aconteceu, em parte, devido ao fato de que uma grande quantidade de engenheiros não estava familiarizada com a teoria dos sistemas pneumáticos. Talvez não tenha sido utilizada de forma mais ampla porque os mitos da tecnologia antiga têm prevalecido. Por exemplo, que os sistemas pneumáticos não podem suportar cargas pesadas, não tem precisão, são difíceis de iniciar ou parar em posições intermediárias do seu curso, é mais caro que os sistemas elétricos. Talvez, simplesmente tenham sido pouco utilizados devido à desinformação ou conhecimento incompleto de suas capacidades ou sobre a maneira adequada de projetar um sistema (HOWE, 2004).

Na prática, o projeto de um sistema pneumático começa com conhecer qual é o desempenho requerido do sistema. O engenheiro de projeto necessita, então, saber quais componentes podem satisfazer estas necessidades de desempenho.

HEUNG *et al.*, (1997) descreve o desenvolvimento de um sistema especialista PNEUDES (PNEUmatic Design Expert System). Este programa permite que o usuário projete um sistema pneumático ótimo baseado nos requerimentos de projeto, como o tipo de cilindro e carga de trabalho, etc.

Como apresentado em ZHOU (2001), a companhia FESTO desenvolveu um programa de *software* chamado *piTOOL*², que calcula a

² [Online]. Disponível: [HTTP://www.festo.com](http://www.festo.com)

válvula e o cilindro de um posicionador pneumático. O *software* utiliza vários perfis de trajetória predefinidos que são ajustados a aplicações de manipulação. Como não é possível parametrizar o movimento de referência arbitrariamente, este *software* não pode ser utilizado para aplicações robóticas (HILDEBRANDT *et al.*, 2010).

Sabe-se que o modelo dinâmico de um sistema de posicionamento é caracterizado por significativas não-linearidades, tais como: histere-se resultante da operação da válvula, elevada força de atrito entre as superfícies em contato do cilindro, zona morta (devido à região de *stick-slip*) e o atraso na resposta do sistema (devido à compressibilidade do ar). Torna-se assim complexo obter-se um modelo preciso.

Como ilustrado em HILDEBRANDT *et al.*, (2010), o uso de controladores lineares padrão, que são o estado de arte de servomovimentos elétricos, resulta em um desempenho de controle pouco satisfatório (THOMAS, 2003).

Devido a isso, as estratégias de controle alternativas baseadas em redes neurais (GROSS *et al.*, 1997), lógica fuzzy (MATTIAZZO *et al.*, 2002), modos deslizantes (SMAOUI *et al.*, 2005), backstepping (SMAOUI *et al.*, 2006), ou abordagens da geometria diferencial têm sido bem testadas satisfatoriamente (KIMURA *et al.*, 1997). Especialmente, a tecnologia de geometria diferencial é amplamente usada para controlar os sistemas servopneumáticos, para compensar as não-linearidades dominantes, resultando em um sistema linear (KIANG *et al.*, 2003). Portanto, as estratégias tradicionais de controle linear podem ser usadas nos controladores de trajetória.

Principalmente, para aplicações robóticas, soluções viáveis para o dimensionamento de sistemas pneumáticos praticamente não estão disponíveis no momento. Devido à carência de soluções, há uma tendência a sobredimensionar os sistemas de posicionamento pneumáticos.

Na atualidade, os projetistas tendem a apenas cumprir superficialmente a função de projetar, o que leva ao superdimensionamento. Isto resulta em investimentos de equipamentos com custo excessivo e demanda um maior consumo de energia.

CAPÍTULO 3

BANCADA DE ENSAIOS

Este capítulo apresenta uma breve descrição da bancada de ensaios utilizada para o desenvolvimento do trabalho.

3.1 Introdução

Os ensaios experimentais foram realizados no Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos (LASHIP) do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina, para os quais se utilizou a Bancada de Ensaios IBYTU (cujo significado é a palavra AR em *tupi guarani*) que foi projetada e montada durante o transcorrer do projeto CNPq/Reivax n. 554843/2006-4.

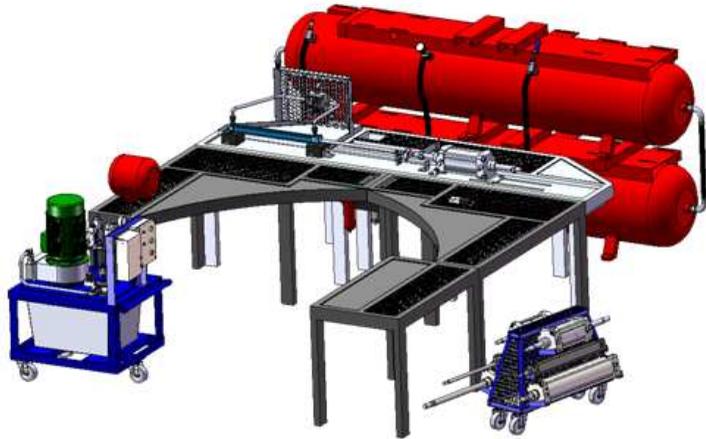


Figura 3.1 - Visão geral da bancada de ensaios IBYTU

O projeto mecânico, hidráulico, pneumático e elétrico da bancada IBYTU, permite a realização de quatro tipos de ensaios diferentes (LUCAS *et al.*, 2009), (HENÉ *et al.*, 2009-b), dos quais três serão utilizados para o desenvolvimento deste trabalho.

Na Seção 3.2, apresenta-se uma descrição geral do sistema. No entanto, o sistema de tratamento de ar, composto principalmente pelos reservatórios e pela unidade de filtragem, será descrito em detalhe na

Seção 3.3. O sistema hidráulico que aplica uma força externa sobre o sistema pneumático será descrito na Seção 3.4 e, finalmente, o sistema de aquisição de dados e controle será apresentado na Seção 3.5.

3.2 Descrição Geral do Sistema

Como comentado, três ensaios foram realizados, estes são:

- Obtenção dos parâmetros para suprir o modelo de atrito viscoso variável de cilindros pneumáticos.
- Obtenção dos parâmetros que caracterizam as válvulas proporcionais direcionais pneumáticas (VPD), sendo estas baseadas na norma ISO 6358 (ISO, 1989).
- Ensaios para estudar o comportamento dinâmico do sistema pneumático (conjunto cilindro-válvula) sob diferentes condições de carregamento, e assim determinar o ponto de operação do sistema.

Na Figura 3.2 apresenta-se o diagrama do circuito utilizado para determinar o ponto de operação do sistema.

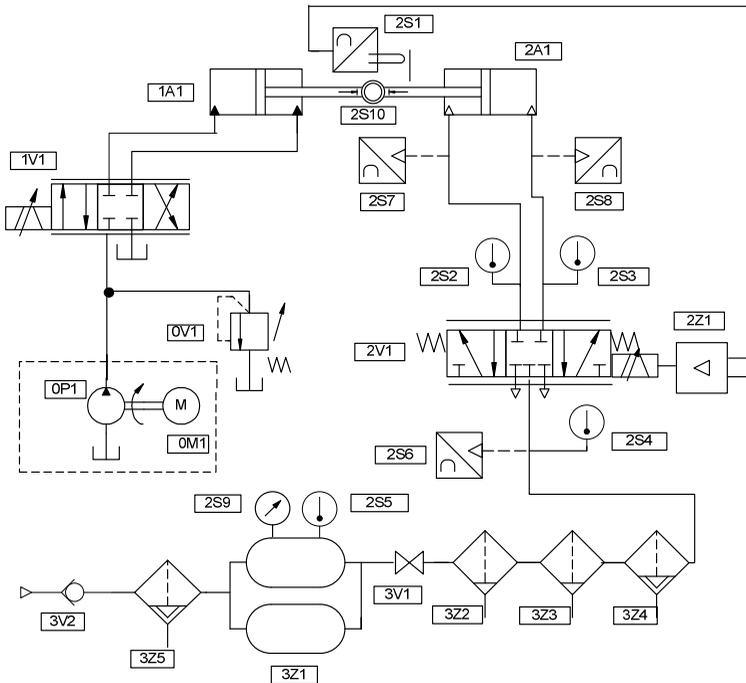


Figura 3.2 - Diagrama do circuito - sistema hidráulico-pneumático (codificação segundo Tabela 3.1)

Tabela 3.1 - Componentes do sistema hidráulico-pneumático

CODIGO DE IDENTIFICAÇÃO DOS COMPONENTES	
<i>Descrição</i>	<i>Código</i>
Bomba hidráulica	0P1
Motor elétrico	0M1
Válvula hidráulica reguladora de pressão	0V1
Servoválvula hidráulica 4 vias	1V1
Atuador hidráulico diferencial	1A1
Válvula proporcional pneumática 5 vias	2V1
Transdutor de posição ultrasônico	2S1
Termopar	2S2,2S3,2S4,2S5
Transdutor de Pressão Absoluta	2S6,2S7,2S8
Manômetro	2S9
Célula de Carga	2S10
Atuador pneumático diferencial	2A1
Controlador	2Z1
Acumuladores de ar	3Z1
Unidade de filtragem	3Z2, 3Z3, 3Z4, 3Z5
Válvula de bloqueio	3V1
Válvula anti-retorno	3V2

Os resultados teórico-experimentais apresentados são baseados na utilização de dois cilindros CAMOZZI, um de modelo 60M2L063A0500 e outro de modelo 60M2L125A0500. Ambos são de duplo efeito com haste simples da série 60 magnético e com curso de 500 mm. O primeiro modelo tem um diâmetro do êmbolo de 63 mm e diâmetro da haste de 20 mm e, o segundo, possui um diâmetro do êmbolo de 125 mm e 32 mm da haste. Dados técnicos complementares do cilindro podem ser encontrados em CAMOZZI (2010).

O controle do movimento dos cilindros é realizado por uma VPD modelo MPYE-5-M5-010-B da serie E-154200 que possui uma vazão nominal padrão (Q_N) de 100 L/min. Segundo dados de catálogo, este componente tem um valor da razão de pressões crítica (b) igual a 0,21 e um valor de condutância sônica (C) igual a 0,45 L/s.bar. Maiores especificações técnicas podem ser encontradas em FESTO (2010).

A posição do pistão é medida por meio de um transdutor de posição modelo Micropulse BLT5-A11-M0500-P-S32 da BALLUFF, de

deslocamento nominal de 500 mm. Maiores características do componente podem ser obtidas em BALLUFF (2010).

As medições das pressões absolutas na via de suprimento e nas vias de trabalho do sistema pneumático são realizadas através de sensores extensométricos de ponte completa HBM P8AP. Estes possuem uma faixa de medição de 0 a 1×10^5 Pa, e uma sensibilidade nominal de 2 ± 2 % mV/V com uma classe de precisão de 0.3. Estes transdutores foram instalados o mais próximo possível das conexões do cilindro, de forma que as pressões medidas não divergissem muito dos valores das pressões nas câmaras. Caso semelhante ocorre com o sensor da pressão de suprimento, que foi instalado bem próximo à VPD. Todos os dados técnicos deste transdutor pode ser encontrados em HBM (2010-a).

A força externa é medida por meio de uma célula de carga montada entre as hastes do cilindro hidráulico e pneumático, os quais mantêm um alinhamento considerável entre os planos vertical e horizontal. A célula de carga HBM U2AD1 fornece valores de força tanto de compressão como de tração até uma capacidade máxima de 1000 kg. A sensibilidade é de 2 mV/V com ± 2 % com cargas a tração e $\pm 0,5$ % com cargas a compressão. Dados técnicos complementares deste componente podem ser encontrados em HBM (2010-b).

Com o intuito de medir a temperatura no sistema pneumático, foram montados termopares nas diferentes vias de trabalho e no reservatório. Nas vias de trabalho, montou-se um termopar convencional tipo “T”, e no reservatório foi montado um termopar de isolamento mineral da série MS-15 tipo “T”. Os materiais do termopar utilizado são cobre e constantan e funciona na faixa de temperatura de 0 a 370°C com um erro de ± 1 °C ou $\pm 0,75$ %. Mais informações podem ser encontradas em ECIL (2010).

Na Figura 3.3, apresenta-se o sistema hidráulico – pneumático utilizado para a realização dos ensaios, em concordância com o diagrama do circuito pneumático apresentado na Figura 3.2.

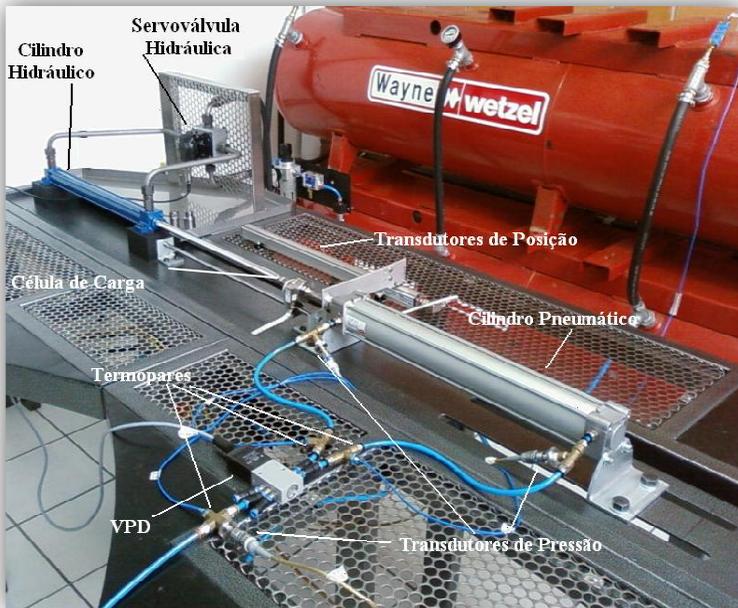


Figura 3.3 - Sistema hidráulico - pneumático

Para representar as forças de atrito atuantes no cilindro, utilizou-se o modelo do coeficiente de atrito viscoso variável proposto por GOMES (1995), que representa os modos “*stick*” e “*slip*” por meio de trajetórias diferentes. Na prática, esta região é definida por uma velocidade limite (x_{lim}), a partir da qual não é possível deslocar o corpo com velocidade constante.

Para velocidades abaixo de x_{lim} , visualizado na Figura 3.4, a força de atrito é representada pelas trajetórias “B” (modo “*slip*” – linha vermelha), “C” e “D” (modo “*stick*” – linhas verdes).

A trajetória “A” representa as forças de atrito para velocidades acima de x_{lim} . Esta curva é definida utilizando o mapa estático de atrito obtido experimentalmente. O ensaio é realizado através da medição da força aplicada para uma movimentação com velocidade constante e, apresenta a relação entre a força de atrito e a velocidade relativa entre as superfícies de contato (MACHADO, 2003).

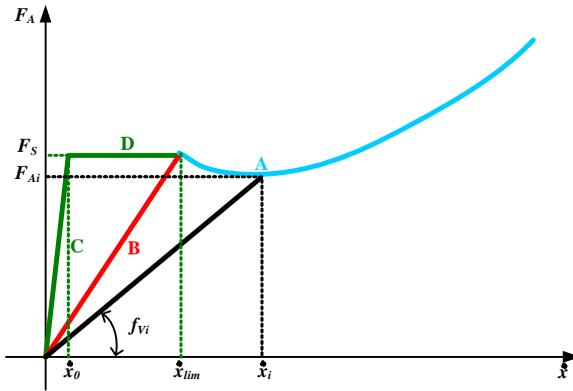


Figura 3.4 - Trajetória do modelo de atrito (MACHADO, 2003)

A velocidade constante no atuador é obtida com o sistema em malha aberta, alimentando a VPD com uma tensão constante. A identificação dos parâmetros para implantar o modelo de atrito com coeficiente de atrito viscoso variável para ambos os cilindros utilizados neste trabalho é apresentada no Apêndice A.

Por sua vez, também se realizou um ensaio, com a finalidade de obter os parâmetros que caracterizam a válvula, para então, compará-los com os dados de catálogo. A Figura 3.5, apresenta a disposição dos componentes utilizados para realizar estes ensaios, o qual segue rigorosamente a configuração estabelecida pela Norma ISO 6358 (ISO, 1989).



Figura 3.5 - Ensaio segundo Norma ISO 6358

Foram realizados três ensaios correspondentes a cada par de vias da VPD modelo MPYE-5-M5-010-B. A partir dos valores alcançados, calculou-se uma média destes parâmetros para cada par de vias da válvula, obtendo-se uma média do valor da razão de pressões crítica (b) e uma média da condutância sônica (C). Os valores resultantes de cada ensaio, são apresentados detalhadamente no Apêndice B.

3.3 Sistema de Tratamento de Ar

O sistema de tratamento do ar é composto por um vaso de pressão e por uma unidade de filtragem.

O vaso de pressão é alimentado pela rede de ar comprimido do Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC, que possui uma pressão média de 10×10^5 Pa, e uma pressão máxima de trabalho admissível de 12×10^5 Pa. O vaso de pressão é composto por dois reservatórios conectados em paralelo, onde cada um deles possui 460 L de capacidade. Os reservatórios têm como principal finalidade, gerar um aumento no volume total, que ajude a diminuir as flutuações na pressão de trabalho decorrentes do consumo variável de vazão pelo sistema em operação e assegurar o contínuo funcionamento do sistema para um determinado número de ciclos de trabalho, em caso da perda da pressão na rede de ar comprimido.

Conforme se observa na Figura 3.6, existem outros componentes além dos reservatórios, sendo os principais: um filtro regulador de pressão, um manômetro e um termopar tipo T, necessários para fornecer informações da pressão e temperatura do ar comprimido no interior do reservatório.



Figura 3.6 - Reservatórios de ar

A unidade de filtragem é composta por três filtros conectados em série. Estes componentes são necessários para proteger os atuadores e,

principalmente, as VPD das possíveis partículas contaminantes provenientes da linha de suprimento, tornando-se indispensáveis para um bom desempenho do sistema.

Os filtros utilizados possuem diferentes características e graus de filtragem. O primeiro filtro após o reservatório é de $20\mu\text{m}$ da Marca BMP-Proar. O segundo filtro da Marca METAL WORK, é utilizado para capturar partículas maiores que $4\mu\text{m}$. Finalmente, foi montado um filtro coalescente da Marca HB-Domnick Hunter da linha OIL-Xplus, utilizado para capturar micro-partículas de $0,01\mu\text{m}$ que eventualmente ainda não tenham sido filtradas. Maiores informações destes elementos filtrantes podem ser encontradas em: BMP-Proar (2010), METAL WORK (2010-b) e HB-Domnick (2010). É importante mencionar que todos os ensaios realizados na bancada IBYTU utilizaram o mesmo sistema de tratamento de ar.

3.4 Circuito Hidráulico

O sistema hidráulico utilizado para aplicar uma força externa sobre o sistema pneumático é composto principalmente por uma Mini Unidade Hidráulica (U.H.), uma servoválvula e um atuador hidráulico. A U.H. possui um reservatório com uma capacidade de 60 L e pode funcionar a uma pressão de trabalho desde 0 a 240×10^5 Pa., gerando uma vazão de 9.8 L/min (Bosch, 2010-a).

Na Figura 3.7, apresenta-se a unidade de potência na qual foram realizadas alterações no sistema hidráulico/elétrico adequando-as às necessidades do LASHIP.



Figura 3.7 - Unidade de potência

No referente ao sistema hidráulico, foi montado um filtro FP10-03FV-06B-L3 na linha de suprimento (HDA, 2010), e uma válvula limitadora de pressão DMW 10 (Bosch, 2010-b). A válvula foi incorporada por dois motivos. Primeiro, limita a pressão de trabalho, além de permitir pressurizar e despressurizar o sistema sem a necessidade de desligar a U.H., o que ocasiona uma recirculação do óleo no próprio reservatório. O segundo motivo é para limitar os picos de corrente que aconteceriam no momento de ligar a U.H., já que a mesma está equipada com uma chave de partida direta trifásica com fusível PDW da empresa WEG.

Por tais motivos, foi alterado o circuito elétrico incluindo indicadores luminosos, contactores, interruptores, temporizadores com retardo à conexão, fusíveis e transformadores para adaptá-lo às necessidades atuais (HENÉ *et al.*, 2009-b).

O circuito de atuação é constituído por uma servoválvula modelo 760C263A serie 2234 da marca MOOG, possui uma vazão de 37,85 L com Δp_N $68,94 \times 10^5$ Pa (MOOG, 2010). Esta é encarregada de comandar o movimento do atuador hidráulico de dupla ação assimétrico que possui um diâmetro de 32 mm e um curso de 500 mm (Bosch, 2010-c).

3.5 Sistema de Aquisição de Dados e Controle

Na Figura 3.8, observa-se a estrutura onde está montada toda a parte da aquisição de dados e controle dos ensaios realizados na bancada IBYTU.



Figura 3.8 - Sistema de aquisição e geração de dados e controle

Como sistema de aquisição de dados, foi empregado o sistema dSPACE DS1103, composto por um pacote de software para aquisição e processamento de dados, bem como de hardware constituído por uma caixa de expansão que possui vinte entradas A/D e oito saídas D/A.

Uma grande vantagem desse sistema é a total integração com o Matlab/Simulink. No simulink é realizada a representação do sistema de aquisição de dados e do controlador a ser implementado em software, como dos sinais de saída a serem enviados para o sistema.

Além da placa de aquisição, a bancada possui um condicionador de sinais Marca MGCplus da HBM, que faz o condicionamento dos sinais provenientes dos respectivos componentes antes de serem enviadas à caixa de expansão da dSPACE.

A interface entre a placa dSPACE e a CPU é realizada por meio de fibra ótica. No sistema dSPACE está disponível o CONTROL DESK, no qual pode ser implementada a interface gráfica para controle da geração de dados e visualização online dos parâmetros que estejam sendo avaliados. Os dados assim adquiridos e armazenados em arquivo, podem ser facilmente recuperados e manipulados através do Matlab.

CAPÍTULO 4

MODELO MATEMÁTICO

Neste capítulo é apresentado um estudo detalhado do modelo matemático proposto, com suas considerações e hipóteses. O modelo, também será empregado nas respectivas simulações.

4.1 Introdução

Um sistema pneumático típico consiste principalmente de uma válvula proporcional direcional e um cilindro pneumático, como apresentado na Figura 2.5. Neste sistema, a posição do carretel da válvula controla a vazão que entra e sai das respectivas câmaras do cilindro, o que resulta em um diferencial de pressão através do pistão e, portanto, na imposição de uma força sobre a carga.

As variáveis de estado (mensuráveis) de um sistema deste tipo são normalmente as pressões em cada câmara do cilindro, necessárias para caracterizar o armazenamento da energia devido à compressibilidade de ar, a velocidade da carga, necessária para caracterizar a energia armazenada pela carga inercial, e a posição da carga, que é geralmente a saída desejada. O comportamento deste sistema é caracterizado pela dinâmica altamente não-linear entre a posição do carretel da válvula como variável de entrada e a posição da haste do pistão como variável de saída (WU *et al.*, 2004).

As não-linearidades dinâmicas surgem principalmente devido à compressibilidade do ar. Nas válvulas, a relação tensão-vazão mássica e a dependência da vazão mássica com a pressão de entrada e saída são tipicamente não lineares, particularmente quando o escoamento sônico ocorre. E nos atuadores, o alto atrito estático causado pelos anéis de vedação.

Como comentado anteriormente, diversos estudos têm sido publicados na área de sistemas de posicionamento pneumáticos a procura de novos arranjos físicos ou técnicas de controle com o objetivos de otimizar o seu desempenho.

No entanto, acredita-se que se pode também melhorar o desempenho de sistemas de posicionamento pneumático através de um correto dimensionamento entre válvula e cilindro e do pleno conhecimento da condição operacional do sistema.

Em um sistema de posicionamento, a condição operacional que determina o tamanho mínimo exigido para a válvula está estabelecida no ponto médio do trajeto entre as duas posições em estado estacionário, onde a velocidade máxima ocorre. Em caso de sistemas pneumáticos on-off, a condição de estado estacionário com velocidade constante é a exigência operacional do sistema.

A fim de realizar este estudo, os modelos dinâmicos da válvula e do cilindro propostos são inicialmente analisados. O modelo da VPD pode ser dividido em duas partes: uma primeira, correspondente à dinâmica do posicionamento de seu carretel, que depende fundamentalmente do sistema eletromecânico empregado e, a segunda, que corresponde ao modelo da característica estática da vazão de ar através do orifício.

Como explicitado no Capítulo 3, grande parte deste trabalho baseia-se numa VPD modelo MPYE-5-M5-010-B, cuja dinâmica é desprezível frente à dinâmica do carregamento. Por tais motivos, o modelo da válvula incluirá apenas a característica estática da vazão de ar.

A vazão mássica de ar através de um orifício de área variável é uma função altamente não-linear, dependendo fundamentalmente, das pressões de entrada e saída do orifício e da área do mesmo. Na literatura, esta função é definida de diversas formas, com maior ou menor grau de precisão, cujos resultados finais são similares. Um dos mais empregados atualmente é a aproximação que se faz pela norma internacional ISO 6358 (ISO, 1989), pois é um modelo mais simples do que o derivado da aplicação das leis físicas, mas com resultados matemáticos muito similares. Logo, este será o modelo utilizado neste trabalho.

Em contrapartida, o cilindro pneumático será descrito pelo princípio da conservação de massa e da Segunda Lei de Newton. Combinando as equações que descrevem o modelo da válvula e do cilindro para a condição de velocidade constante, estabelecem-se funções matemáticas que permitem correlacionar as pressões nas linhas *A* e *B* do cilindro com a pressão de suprimento e atmosférica.

Como comentado no Capítulo 1, este trabalho, além de ser conduzido teórica e experimentalmente, complementa o modelo matemático teórico proposto no trabalho de OLIVEIRA (2009). Devido a isto, o início do desenvolvimento matemático é similar, com a particularidade de que o modelo apresentado a seguir, inclui a análise e o estudo de diversos fenômenos que foram desconsiderados no trabalho da autora mencionada.

4.2 Análise Matemática da Vazão

A Equação (4.1) faz referência à conservação da massa através de uma câmara específica do cilindro, onde (A) é a área de passagem do fluido na superfície de controle das câmaras consideradas dos cilindros, (ρ) é a massa específica do fluido no volume (V) e (v) é a velocidade do fluido em (A):

$$\int_{SC} \rho \vec{v} d\vec{A} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho dV \quad (4.1)$$

Aplicando a Equação (4.1) para os dois volumes de controle do cilindro (V_A e V_B) e considerando o ar como um gás ideal, um escoamento isoentrópico (adiabático e reversível) e não havendo vazamento interno ou externo significativo entre as câmaras do cilindro, determinam-se as vazões mássicas q_{mA} e q_{mB} , pelas Equações (4.2) e (4.3).

$$q_{mA} = \frac{p_A}{RT_A} A_A v_A + \frac{V_A}{RT_A \gamma_A} \frac{dp_A}{dt} \quad (4.2)$$

$$q_{mB} = \frac{p_B}{RT_B} A_B v_B - \frac{V_B}{RT_B \gamma_B} \frac{dp_B}{dt} \quad (4.3)$$

Baseado na hipótese de que o sistema está em regime permanente, considera-se que ao longo do processo de trabalho não existem mudanças significativas das pressões nas câmaras A e B do cilindro pneumático, de forma que, chega-se às seguintes equações:

$$q_{mA} = \rho_A A_A v_A \quad (4.4)$$

$$q_{mB} = \rho_B A_B v_B \quad (4.5)$$

Nas quais, v_A e v_B são as velocidades do êmbolo na câmara A e B respectivamente, A_A e A_B as áreas a cada lado do êmbolo do cilindro, e ρ_A e ρ_B as massas específicas do fluido nas câmaras A e B.

Sendo o cilindro pneumático simétrico ou assimétrico, movendo-se independentemente, se em movimento de avanço ou recuo, com velocidade constante, e sendo a velocidade v_A a mesma que v_B , igualam-se as Equações (4.4) e (4.5), originando:

$$\frac{q_{mA}}{\rho_A A_A} = \frac{q_{mB}}{\rho_B A_B} \quad (4.6)$$

Por outro lado, a Norma ISO 6358 descreve a equação da vazão mássica de um gás através de um orifício, diferenciando entre escoamento sônico ou subsônico nesta região, para o qual utiliza dois parâme-

tos principais: a razão de pressões crítica (b) e a condutância sônica (C).

$$q_m = \begin{cases} P_1 C \rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} \sqrt{1 - \left(\frac{\frac{P_2}{P_1} - b}{1 - b}\right)^2} & \text{se } \frac{P_2}{P_1} > b \text{ (Esc. subsônico)} \\ P_1 C \rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} & \text{se } \frac{P_2}{P_1} \leq b \text{ (Esc. sônico)} \end{cases} \quad (4.7)$$

A Equação (4.7) faz referência à condutância sônica da válvula (C), onde (q_m^*) representa a vazão mássica através do componente na condição sônica, (p_1^*) e (T_1^*) são a pressão absoluta e a temperatura absoluta a montante na condição sônica, entanto que (ρ_0) e (T_0) representa a massa específica do ar e a temperatura absoluta nas condições normais de temperatura e pressão.

$$C = \frac{q_m^*}{\rho_0 p_1^*} \sqrt{\frac{T_1^*}{T_0}} \quad (4.8)$$

Em contrapartida, a razão de pressões crítica (b) da válvula é a razão entre a pressão absoluta a jusante (p_2) e a pressão absoluta a montante (p_1) quando a velocidade do ar atinge a velocidade do som.

Na Figura 4.1 é apresentado o comportamento da vazão mássica em função das razões de pressões. Observa-se que a mudança entre o escoamento sônico e subsônico ocorre quando o valor da razão de pressões crítica teórico é igual a 0,528.

Segundo alguns autores, por exemplo, BEATER (2007) e OLIVEIRA (2009), o valor de b depende, entre outras coisas, da geometria do orifício e apresenta tipicamente valores inferiores a 0,5. Para válvulas, usualmente estes valores são da ordem de 0,2, podendo ainda assumir valores inferiores, tais como 0 (zero), por exemplo, para silenciadores ou válvulas de controle proporcional direcional (BALLARD, 1974), (WIKANDER, 1988).

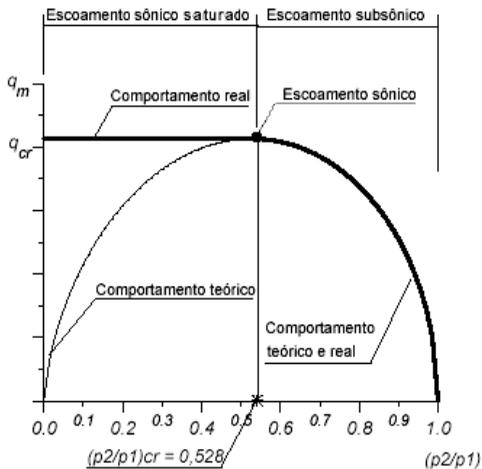


Figura 4.1 - Vazão mássica através de uma válvula em função da razão de pressões (DE NEGRI, 2001-b)

Aplicando a Equação (4.7) para cada par de vias de escoamento de ar na válvula e, combinando-se com a Equação (4.6), é possível obter correlações das razões de pressões.

Isto quer dizer que, quando a válvula é acionada de tal forma como apresentado na Figura 4.2, é possível obter relações entre a pressão na porta *P* (porta de suprimento) com a pressão na porta *A* (porta de trabalho) resultando a razão p_A/p_S , e a relação de pressão entre a porta *B* (porta de trabalho) com a porta *E1* (porta de escape) resultando a razão p_0/p_B .

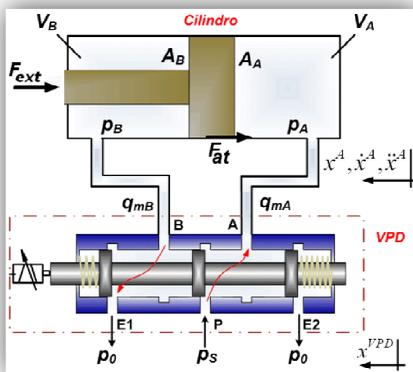


Figura 4.2 - VPD e cilindro

Quando a válvula é acionada de tal maneira que o cilindro esteja recuando, ou seja, sentido contrário à Figura 4.2, as razões de pressão p_B/p_S e p_0/p_A podem ser correlacionadas.

Uma vez que a Equação (4.7) é dividida em duas partes, quatro condições podem ser identificadas para cada movimento de avanço e recuo do cilindro. Teoricamente, ambas as razões de pressões podem estar na região sônica, ou ambas na região subsônica, ou uma das razões de pressão na região sônica e a restante na subsônica.

As quatro possíveis condições identificadas para o movimento do cilindro em curso de avanço são apresentadas a seguir.

4.2.1 Avanço do Cilindro Pneumático

4.2.1.1 Condição 1 - Avanço

A Equação (4.9), refere-se à condição de funcionamento em que ambas as razões de pressões estejam na região de escoamento subsônico.

$$\frac{p_A}{p_S} > b \quad e \quad \frac{p_0}{p_B} > b \quad (4.9)$$

Aplicando a Equação (4.7) para o par de vias $P-A$ (q_{mA}) e $B-EI$ (q_{mB}) e substituindo na Equação (4.6), obtém-se a Equação (4.10).

$$p_S C_{P-A} \rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_S}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_A - b}{p_S - b}\right)^2} \frac{RT_A}{p_A A_A} = p_B C_{B-EI} \rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_B}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_0 - b}{p_B - b}\right)^2} \frac{RT_B}{p_B A_B} \quad (4.10)$$

Na prática, sabe-se que a condutância sônica da válvula varia de componente para componente, pois esta depende não apenas das características construtivas, mas também do acabamento superficial que recebe. Logo, cada válvula é única e o valor fornecido pelo catálogo do fabricante representa o valor médio estatístico da condutância sônica de certo número de válvulas com as mesmas características construtivas. Caso semelhante acontece com o valor da razão de pressões crítica (b) o qual representa uma média estatística de certo número de válvulas (OLIVEIRA, 2009).

Assim, considera-se a possibilidade de que os valores da condutância sônica e da razão de pressões crítica nos diferentes pares de vias na válvula sejam diferentes, de modo que se apresentam a seguir duas relações ligadas à válvula que serão utilizadas no transcurso deste trabalho.

- ✓ Relação de pressões crítica média (b_m);
- ✓ Razão de condutâncias sônicas (r_C);

Ambas as relações, cada qual com suas particularidades, são geradas para a condição do cilindro pneumático em curso de avanço e em curso de recuo, sendo estas últimas apresentadas na Seção 4.2.2.

Para o caso do cilindro pneumático em curso de avanço, a válvula é aberta de tal maneira que as vias da válvula são as vias de $P-A$ e $B-E1$. Devido a isto, estabelece-se a relação de pressões crítica média (b_{mav}) como sendo a média dos valores de b do par de vias intervenientes, resultando a seguinte relação:

$$b_{mav} = \frac{b_{P-A} + b_{B-E1}}{2}$$

A razão de condutâncias sônicas (r_{Cav}), que ocorrem entre as vias da válvula, constitui-se da seguinte razão:

$$r_{Cav} = \frac{C_{P-A}}{C_{B-E1}}$$

Com o intuito de constituir um modelo matemático que represente a maioria das variáveis intervenientes na condição de funcionamento de um sistema pneumático geral, referente à infinidade de possibilidades de conjuntos válvula-cilindro, convencionou-se que: r_{ar} representa a razão de áreas relacionada com o cilindro, isto é $r_{ar} = A_B/A_A$, e r_{Tav} representa a relação de temperaturas entre as diferentes vias. Para o caso do cilindro em curso de avanço, estabelece-se a seguinte relação:

$$r_{Tav} = \frac{T_A}{\sqrt{T_S * T_B}}$$

Após estas considerações e rearranjando os termos da Equação (4.10), a Equação (4.11) é obtida. É importante mencionar que cada valor de b da Equação (4.10) representa o valor de b_{mav} , e dizer que $b=b_{mav}$.

$$\left(\frac{r_{ar} r_{Cav} r_{Tav}}{\frac{p_A}{p_S}} \right)^2 \left[1 - \left(\frac{\frac{p_A}{p_S} - b_{mav}}{1 - b_{mav}} \right)^2 \right] = \left[1 - \left(\frac{\frac{p_0}{p_B} - b_{mav}}{1 - b_{mav}} \right)^2 \right] \quad (4.11)$$

É possível achar as raízes da Equação (4.11), que é um polinômio de 2º grau, considerando p_A/p_S ou p_0/p_B como variáveis independentes. Na Equação (4.12) e na Equação (4.13) são apresentadas as raízes, sendo a variável independente a razão p_A/p_S , e nas equações (4.14) e (4.15) sendo p_0/p_B a variável independente.

O símbolo r_{pav} nas seguintes equações é dado por $r_{pav} = (r_{ar}r_{cav}r_{tav})^2$.

$$\frac{p_0}{p_B} = \tag{4.12}$$

$$b_{mav}\left(\frac{p_A}{p_S}\right) + \sqrt{\left(\frac{p_A}{p_S}\right)^2 (b_{mav}^2 - 2b_{mav} + 1 + r_{pav}) - \left(\frac{p_A}{p_S}\right) 2b_{mav}r_{pav} + 2b_{mav}r_{pav} - r_{pav}}$$

$$\frac{p_0}{p_B} = \tag{4.13}$$

$$b_{mav}\left(\frac{p_A}{p_S}\right) - \sqrt{\left(\frac{p_A}{p_S}\right)^2 (b_{mav}^2 - 2b_{mav} + 1 + r_{pav}) - \left(\frac{p_A}{p_S}\right) 2b_{mav}r_{pav} + 2b_{mav}r_{pav} - r_{pav}}$$

$$\frac{p_A}{p_S} = \tag{4.14}$$

$$\frac{b_{mav}r_{pav} + \sqrt{r_{pav}}\sqrt{Eq_1}}{-\left(\frac{p_0}{p_B}\right)^2 + \left(\frac{p_0}{p_B}\right) 2b_{mav} - 2b_{mav} + 1 + r_{pav}}$$

$$\frac{p_A}{p_S} = \tag{4.15}$$

$$\frac{b_{mav}r_{pav} - \sqrt{r_{pav}}\sqrt{Eq_1}}{-\left(\frac{p_0}{p_B}\right)^2 + \left(\frac{p_0}{p_B}\right) 2b_{mav} - 2b_{mav} + 1 + r_{pav}}$$

Na Equação (4.14) e (4.15), o termo Eq_1 representa uma função das razões de pressões, isto é $Eq_1 = f(p_0/p_B)$, a qual segue a seguinte relação:

$$Eq_1 = f(p_0/p_B) = \left(\frac{p_0}{p_B}\right)^2 (2b_{mav} - 1) + \left(\frac{p_0}{p_B}\right) (-4b_{mav}^2 + 2b_{mav}) + b_{mav}^2(4 + r_{pav}) - b_{mav}(4 + 2r_{pav}) + r_{pav} + 1$$

Como referenciado em HENÉ *et al.*, (2010), são desconsiderados os resultados obtidos por meio das Equações (4.13) e (4.15), pois existem incoerências que não correspondem às condições impostas na equação (4.9). Além disso, a faixa de valores possíveis vão de 0 a 1 porque razões de pressões maiores que 1 (um) são impossíveis de ocorrer pois a pressão na via A não pode ser maior que a pressão de suprimento. De maneira análoga, a pressão na via B não pode ser menor que a pressão atmosférica.

Por sua vez, os resultados obtidos por meio das Equações (4.12) e (4.14) são válidos e complementares e serão apresentados no Capítulo 5, onde utilizar-se-á diferentes parâmetros para mostrar seu comportamento.

É importante fazer referência que não levando em consideração as propostas, como também, a complementações do modelo realizadas nesta dissertação, como ser: a relação de pressões crítica média, a razão de condutância sônica e a relação de temperaturas, o equacionamento matemático do presente trabalho é idêntico ao modelo proposto por OLIVEIRA (2009), no qual foi apresentada minuciosamente a validade ou incoerência de cada uma das situações possíveis.

Desta maneira, os possíveis resultados inválidos ou desconsiderados do presente estudo, nas situações de avanço e recuo do cilindro, podem ser encontrados na bibliografia recentemente mencionada.

4.2.1.2 Condição 2 - Avanço

A Equação (4.16), descreve as razões de pressões quando a vazão de ar através da válvula é subsônica da via de suprimento para a via A e é escoamento sônico da via B para a atmosfera.

$$\frac{p_A}{p_S} > b \quad e \quad \frac{p_0}{p_B} \leq b \quad (4.16)$$

Processo semelhante ao primeiro caso apresentado é utilizado. Aplicando a Equação (4.7) para ambos os tipos de escoamentos, e substituindo na Equação (4.6), se obtém a seguinte equação:

$$p_S C_{P-A} \rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_S}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_A - b}{p_S}\right)^2} \frac{RT_A}{p_A A_A} = p_B C_{B-E} \rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_B}} \frac{RT_B}{p_B A_B} \quad (4.17)$$

Aplicando as mesmas considerações de relação de pressões crítica média, razão de condutâncias sônicas, relação de temperatura e razão de área descritas no primeiro caso, a Equação (4.18) pode ser obtida.

$$\left(\frac{r_{ar} r_{Cav} r_{Tav}}{\frac{p_A}{p_S}}\right)^2 \left[1 - \left(\frac{p_A - b_{mav}}{p_S}\right)^2\right] = 1 \quad (4.18)$$

Desenvolvendo e rearranjando os termos desta equação, é possível determinar suas raízes. Lembrando que o símbolo r_{pav} é dado por $r_{pav} = (r_{ar} r_{Cav} r_{Tav})^2$.

$$\frac{p_A}{p_S} = \frac{b_{mav} r_{pav} + \sqrt{-2r_{pav} b_{mav}^3 + (r_{pav}^2 + 5r_{pav}) b_{mav}^2 - (2r_{pav}^2 + 4r_{pav}) b_{mav} + r_{pav}^2 + r_{pav}}}{b_{mav}^2 - 2b_{mav} + 1 + r_{pav}} \quad (4.19)$$

$$\frac{p_A}{p_S} = \frac{b_{mav} r_{pav} \sqrt{-2r_{pav} b_{mav}^3 + (r_{pav}^2 + 5r_{pav}) b_{mav}^2 - (2r_{pav}^2 + 4r_{pav}) b_{mav} + r_{pav}^2 + r_{pav}}}{b_{mav}^2 - 2b_{mav} + 1 + r_{pav}} \quad (4.20)$$

Duas equações foram obtidas, onde se observa que a razão de pressão p_A/p_S independe da razão p_0/p_B e somente varia com os parâmetros do sistema. Conclui-se que, uma vez que o escoamento na via B alcança a condição sônica, subseqüentes incrementos da pressão nesta via não vão trazer perturbações de pressão na via A .

Nestas condições de escoamento, o resultado válido do comportamento da razão de pressão p_A/p_S ocorre por meio da Equação (4.19), enquanto, que o resultado obtido por meio da Equação (4.20) é desconsiderado devido a não satisfazer à condição imposta de escoamento subsônico da via de suprimento para a via A .

Semelhante ao caso 1, diferentes parâmetros serão utilizados no Capítulo 5 para apresentar estes resultados.

4.2.1.3 Condição 3 – Avanço

Como apresentado na Equação (4.21), este caso pressupõe que a razão de pressão da via $P-A$ está na região sônica e a razão de pressão da via $B-EI$ na região subsônica.

$$\frac{p_A}{p_S} \leq b \quad e \quad \frac{p_0}{p_B} > b \quad (4.21)$$

De forma análoga aos casos anteriores, aplicando as equações de escoamento sônico e subsônico da Norma ISO 6358 (ISO, 1989) e substituindo na Equação (4.6), chega-se à seguinte equação:

$$p_S C_{P-A} \rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_S} \frac{RT_A}{p_A A_A}} = p_B C_{B-EI} \rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_B}} \sqrt{1 - \left(\frac{\frac{p_0}{p_B} - b}{1-b}\right)^2} \frac{RT_B}{p_B A_B} \quad (4.22)$$

Fazendo as mesmas considerações dos casos anteriores, chega-se à Equação (4.23).

$$\left(\frac{r_{ar} r_{Cav} r_{Tav} \frac{p_A}{p_S}}{p_S}\right)^2 = \left[1 - \left(\frac{\frac{p_0}{p_B} - b_{mav}}{1 - b_{mav}}\right)^2\right] \quad (4.23)$$

Podem-se achar as raízes da equação que é um polinômio de 2º grau. Considerando p_A/p_S ou p_0/p_B como variáveis independentes, as respectivas raízes são:

$$\frac{p_0}{p_B} = \frac{b_{mav} \left(\frac{p_A}{p_S}\right) + \sqrt{\left(\frac{p_A}{p_S}\right)^2 (b_{mav}^2 - 2b_{mav} + 1) - b_{mav}^2 r_{pav} + 2b_{mav} r_{pav} - r_{pav}}}{\left(\frac{p_A}{p_S}\right)} \quad (4.24)$$

$$\frac{p_0}{p_B} = \frac{b_{mav} \left(\frac{p_A}{p_S}\right) - \sqrt{\left(\frac{p_A}{p_S}\right)^2 (b_{mav}^2 - 2b_{mav} + 1) - b_{mav}^2 r_{pav} + 2b_{mav} r_{pav} - r_{pav}}}{\left(\frac{p_A}{p_S}\right)} \quad (4.25)$$

$$\frac{p_A}{p_S} = \frac{+(1-b_{mav})\sqrt{r}}{\sqrt{-\left(\frac{p_0}{p_B}\right)^2 + \left(\frac{p_0}{p_B}\right)2b_{mav} - 2b_{mav} + 1}} \quad (4.26)$$

$$\frac{p_A}{p_S} = \frac{-(1-b_{mav})\sqrt{r}}{\sqrt{-\left(\frac{p_0}{p_B}\right)^2 + \left(\frac{p_0}{p_B}\right)2b_{mav} - 2b_{mav} + 1}} \quad (4.27)$$

Ao analisar a solução numérica destas equações na faixa de valores possíveis, que vão de zero (0) a unidade (1), observa-se que não existem correspondências entre as razões de pressões, quando impostas as condições da Equação (4.21). Logo a hipótese de escoamento sônico da via de suprimento para a via A e escoamento subsônico da via B para atmosfera não é possível acontecer. Assim este caso é desconsiderado.

4.2.1.4 Condição 4 - Avanço

A última situação teoricamente possível para a situação do cilindro em curso de avanço é quando ambas as razões de pressões se encontram na região sônica:

$$\frac{p_A}{p_S} \leq b \quad e \quad \frac{p_0}{p_B} \leq b \quad (4.28)$$

De forma equivalente aos casos precedentes, chega-se a:

$$p_S C_{P-A} \rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_S} \frac{RT_A}{p_{AAA}}} = p_B C_{B-E} \rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_B} \frac{RT_B}{p_{BAB}}} \quad (4.29)$$

Fazendo as recorrentes considerações dos casos anteriores, se obtém a seguinte equação:

$$\frac{p_A}{p_S} = r_{ar} r_{cav} r_{Tav} \quad (4.30)$$

Observa-se na Equação (4.30) que a razão de pressão p_A/p_S independe de p_0/p_B , e para que a relação estabelecida possa ocorrer é necessário que a razão de áreas vezes a razão de condutâncias sônicas vezes a relação de temperaturas seja igual ou menor ao valor da razão de pressões crítica (b) da válvula, conforme condição estabelecida na Equação (4.28).

Segundo dados apresentados na Tabela 2.3, o menor valor da razão de áreas encontrados em catálogos de fabricantes é igual a 0,75 incluindo o caso de mini cilindros. Como será apresentado no Capítulo 5, o valor da razão de condutâncias sônicas e, a relação de temperaturas são valores muito próximos a unidade. Conseqüentemente, o valor da razão de pressão crítica p_A/p_S no melhor dos casos será próximo a 0,75.

Por outro lado, o valor teórico de b é de 0,528 e o valor real geralmente está na faixa de 0,2 a 0,4. Desta maneira, concluiu-se que esta situação é improvável de acontecer, portanto será desconsiderado da análise.

4.2.2 Recuo do Cilindro Pneumático

O desenvolvimento matemático para a situação do recuo do cilindro pneumático é muito similar ao caso do avanço, porém há algumas mudanças de nomenclatura.

4.2.2.1 Condição 1 - Recuo

A Equação (4.31) ilustra a condição de funcionamento em que ambas as razões de pressões estão na região de escoamento subsônico.

$$\frac{p_B}{p_S} > b \quad e \quad \frac{p_0}{p_A} > b \quad (4.31)$$

Aplicando a Equação (4.7) para o par de vias $P-B$ (q_{mB}) e $A-E2$ (q_{mA}) e substituindo na Equação (4.6), obtém-se a Equação (4.32).

$$p_S C_{P-B} \rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_S}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_B}{p_S} - b\right)^2} \frac{RT_B}{p_B A_B} = p_A C_{A-E2} \rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_A}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_0}{p_A} - b\right)^2} \frac{RT_A}{p_A A_A} \quad (4.32)$$

Semelhante à situação do cilindro em curso de avanço, considera-se a possibilidade de que os valores de condutância sônica e da razão de pressões crítica nos diferentes pares de vias na válvula sejam desiguais.

Devido a isto, estabelece-se a relação de pressões crítica como a média dos valores de b do par de vias intervenientes, resultando a seguinte relação:

$$b_{mre} = \frac{b_{P-B} + b_{A-Ez}}{2}$$

A razão de condutâncias sônicas (r_{Cre}) que ocorrem entre as vias da válvula é:

$$r_{Cre} = \frac{c_{P-B}}{c_{A-Ez}}$$

Por sua vez, r_{Tre} , representa a relação de temperaturas entre as diferentes vias, como estabelecido na seguinte relação:

$$r_{Tre} = \frac{T_B}{\sqrt{T_S * T_A}}$$

Lembra-se que r_{ar} representa a razão de áreas a cada lado do êmbolo do cilindro, sendo isto $r_{ar} = A_B/A_A$. Porém o valor de b da equação (4.32) representa o valor de b_{mre} , assim $b=b_{mre}$. Estas considerações se repetem para os demais casos analisados.

Rearranjando os termos da Equação (4.32), obtém-se a equação descrita a seguir:

$$\left(\frac{\frac{1}{r_{ar}} r_{Cre} r_{Tre}}{\frac{p_B}{p_S}} \right)^2 \left[1 - \left(\frac{\frac{p_B}{p_S} - b_{mre}}{1 - b_{mre}} \right)^2 \right] = \left[1 - \left(\frac{\frac{p_0}{p_A} - b_{mre}}{1 - b_{mre}} \right)^2 \right] \quad (4.33)$$

É possível achar as raízes da equação (4.33), com a particularidade de que nesta situação, as variáveis independentes são p_B/p_S ou p_0/p_A .

O símbolo r_{pre} nas equações a seguir é dado por,

$$r_{pre} = \left(\frac{1}{r_{ar}} r_{Cre} r_{Tre} \right)^2 .$$

$$\frac{p_0}{p_A} = \frac{b_{mre} \left(\frac{p_B}{p_S} \right) + \sqrt{\left(\frac{p_B}{p_S} \right)^2 (b_{mre}^2 - 2b_{mre} + 1 + r_{pre}) - \left(\frac{p_B}{p_S} \right) 2b_{mre} r_{pre} + 2b_{mre} r_{pre} - r_{pre}}}{\left(\frac{p_B}{p_S} \right)} \quad (4.34)$$

$$\frac{p_0}{p_A} = \tag{4.35}$$

$$\frac{b_{mre} \left(\frac{p_B}{p_S} \right) - \sqrt{\left(\frac{p_B}{p_S} \right)^2 (b_{mre}^2 - 2b_{mre} + 1 + r_{pre}) - \left(\frac{p_B}{p_S} \right) 2b_{mre} r_{pre} + 2b_{mre} r_{pre} - r_{pre}}}{\left(\frac{p_B}{p_S} \right)}$$

$$\frac{p_B}{p_S} = \frac{b_{mre} r_{pre} + \sqrt{r_{pre} E q_2}}{-\left(\frac{p_0}{p_A} \right)^2 + \left(\frac{p_0}{p_A} \right) 2b_{mre} - 2b_{mre} + 1 + r_{pre}} \tag{4.36}$$

$$\frac{p_B}{p_S} = \frac{b_{mre} r_{pre} - \sqrt{r_{pre} E q_2}}{-\left(\frac{p_0}{p_A} \right)^2 + \left(\frac{p_0}{p_A} \right) 2b_{mre} - 2b_{mre} + 1 + r_{pre}} \tag{4.37}$$

Nas Equações (4.36) e (4.37), o termo $E q_2$ representa uma função das razões de pressões, isto é $E q_2 = f(p_0/p_A)$, a qual segue a seguinte relação:

$$E q_2 = f(p_0/p_A) = \left(\frac{p_0}{p_A} \right)^2 (2b_{mre} - 1) + \left(\frac{p_0}{p_A} \right) (-4b_{mre}^2 + 2b_{mre}) + b_{mre}^2 (4 + r_{pre}) - b_{mre} (4 + 2r_{pre}) + r_{pre} + 1$$

Conclui-se que os resultados válidos provêm das Equações (4.34) e (4.36). Além de satisfazer às condições impostas por meio da Equação (4.31), são complementares às razões de pressões. As demais equações são desconsideradas porque pelo menos uma das duas condições impostas não é satisfeita.

Os resultados válidos serão apresentados no Capítulo 5.

4.2.2.2 Condição 2 - Recuo

Esta situação diz respeito à condição de escoamento subsônico da via de suprimento para a via B , e escoamento sônico da via A para atmosfera.

$$\frac{p_B}{p_S} > b \quad e \quad \frac{p_0}{p_A} \leq b \tag{4.38}$$

Aplicando a Equação (4.7) para ambos os tipos de escoamento, e substituindo na Equação (4.6), resulta:

$$p_S C_{P-B} \rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_S}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_B - b}{p_S} \right)^2} \frac{RT_B}{p_B A_B} = p_A C_{A-E2} \rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_A}} \frac{RT_A}{p_A A_A} \tag{4.39}$$

A relação de pressões crítica média, razão de condutâncias sônicas, relação de temperatura e a razão de área foram consideradas. Desta maneira chega-se a:

$$\left(\frac{\frac{1}{r_{ar}} r_{Cre} r_{Tre}}{\frac{p_B}{p_S}} \right)^2 \left[1 - \left(\frac{\frac{p_B}{p_S} - b_{mre}}{1 - b_{mre}} \right)^2 \right] = 1 \quad (4.40)$$

Desenvolvendo e rearranjando os termos da Equação (4.40), é possível determinar as suas raízes. Lembrando que o símbolo r_{pre} é dado por $r_{pre} = \left(\frac{1}{r_{ar}} r_{Cre} r_{Tre} \right)^2$.

$$\frac{p_B}{p_S} = \frac{b_{mre} r_{pre} + \sqrt{-2r_{pre} b_{mre}^3 + (r_{pre}^2 + 5r_{pre}) b_{mre}^2 - (2r_{pre}^2 + 4r_{pre}) b_{mre} + r_{pre}^2 + r_{pre}}}{b_{mre}^2 - 2b_{mre} + 1 + r_{pre}} \quad (4.41)$$

$$\frac{p_B}{p_S} = \frac{b_{mre} r_{pre} - \sqrt{-2r_{pre} b_{mre}^3 + (r_{pre}^2 + 5r_{pre}) b_{mre}^2 - (2r_{pre}^2 + 4r_{pre}) b_{mre} + r_{pre}^2 + r_{pre}}}{b_{mre}^2 - 2b_{mre} + 1 + r_{pre}} \quad (4.42)$$

Nota-se em ambas as equações que a razão de pressão p_B/p_S independe da razão p_0/p_A , quando nesta última está ocorrendo escoamento sônico, de forma que a razão de pressão p_B/p_S permanece num valor constante e somente varia com os parâmetros do sistema.

Nestas condições de escoamento, o resultado válido ocorre por meio da Equação (4.41), e o resultado proveniente da Equação (4.42) é desconsiderado devido ao fato de não satisfazer uma das condições impostas.

Os resultados serão apresentados no Capítulo 5, onde se utilizaram diferentes parâmetros para apresentar seu comportamento.

4.2.2.3 Condição 3 - Recuo

Como apresentado na Equação (4.43), este caso pressupõe que a razão de pressão da via $P-B$ está na região sônica e a razão de pressão da via $A-E2$ na região subsônica.

$$\frac{p_B}{p_S} \leq b \quad e \quad \frac{p_0}{p_A} > b \quad (4.43)$$

Substituindo as equações da vazão mássica da Norma ISO 6358 para estas condições de funcionamento na Equação (4.6), obtém-se a seguinte equação:

$$p_S C_{P-B} \rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_S}} \frac{RT_B}{p_B A_B} = p_A C_{A-E2} \rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_A}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_0 - b}{1 - b}\right)^2} \frac{RT_A}{p_A A_A} \quad (4.44)$$

Fazendo as mesmas considerações decorrentes do caso, chega-se à Equação (4.45).

$$\left(\frac{\frac{1}{r_{ar}} r_{Cre} r_{Tre}}{\frac{p_B}{p_S}}\right)^2 = \left[1 - \left(\frac{\frac{p_B}{p_S} - b_{mre}}{1 - b_{mre}}\right)^2\right] \quad (4.45)$$

Considerando p_B/p_S ou p_0/p_A como variáveis independentes, as respectivas raízes são:

$$\frac{p_0}{p_A} = \frac{b_{mre} \left(\frac{p_B}{p_S}\right) + \sqrt{\left(\frac{p_B}{p_S}\right)^2 (b_{mre}^2 - 2b_{mre} + 1) - b_{mre}^2 r_{pre} + 2b_{mre} r_{pre} - r_{pre}}}{\left(\frac{p_B}{p_S}\right)} \quad (4.46)$$

$$\frac{p_0}{p_A} = \frac{b_{mre} \left(\frac{p_B}{p_S}\right) - \sqrt{\left(\frac{p_B}{p_S}\right)^2 (b_{mre}^2 - 2b_{mre} + 1) - b_{mre}^2 r_{pre} + 2b_{mre} r_{pre} - r_{pre}}}{\left(\frac{p_B}{p_S}\right)} \quad (4.47)$$

$$\frac{p_B}{p_S} = \frac{+(1 - b_{mre}) \sqrt{r_{pre}}}{\sqrt{-\left(\frac{p_0}{p_A}\right)^2 + \left(\frac{p_0}{p_A}\right) 2b_{mre} - 2b_{mre} + 1}} \quad (4.48)$$

$$\frac{p_B}{p_S} = \frac{-(1 - b_{mre}) \sqrt{r_{pre}}}{\sqrt{-\left(\frac{p_0}{p_A}\right)^2 + \left(\frac{p_0}{p_A}\right) 2b_{mre} - 2b_{mre} + 1}} \quad (4.49)$$

Nenhuma solução numérica destas equações satisfaz as condições impostas. Logo, a hipótese de escoamento sônico da via de suprimento para a via B e escoamento subsônico da via A para atmosfera não é possível de acontecer, de forma que esta condição é desconsiderada.

4.2.2.4 Condição 4 - Recuo

A última situação teoricamente possível é quando ambas as razões de pressões se encontram na região sônica conforme apresentado na seguinte equação:

$$\frac{p_B}{p_S} \leq b \quad e \quad \frac{p_0}{p_A} \leq b \quad (4.50)$$

Substituindo a equação da vazão mássica da Norma ISO 6358 na Equação (4.6), obtém-se a Equação (4.51).

$$p_S C_{P-B} \rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_S} \frac{RT_B}{p_B A_B}} = p_A C_{A-E2} \rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_A} \frac{RT_A}{p_A A_A}} \quad (4.51)$$

Fazendo as decorrentes considerações dos casos anteriores chega-se a:

$$\frac{p_B}{p_S} = \frac{1}{r_{ar}} r_{Cre} r_{Tre} \quad (4.52)$$

Supondo escoamento sônico para ambas as vias da válvula, o que se obtém através do equacionamento é que a razão de pressão p_B/p_S é diretamente proporcional ao inverso da razão de áreas vezes a razão de condutâncias sônicas vezes a relação de temperaturas.

Como os valores da razão de áreas de cilindros normalizados estão compreendidos entre 0,75 a 1, a razão de condutâncias sônicas e a relação de temperaturas são valores muito próximos a unidade, os valores possíveis da razão de pressão p_B/p_S estão acima de 1 (um) o qual é uma condição improvável de acontecer. Devido a estes motivos o caso é desconsiderado.

4.3 Análise Matemática da Equação do Movimento

O comportamento do cilindro pode ser descrito aplicando-se a segunda Lei de Newton, onde também é possível isolar as razões de pressões p_A/p_S e p_0/p_B quando o conjunto haste/êmbolo do cilindro está em movimento de avanço, e as razões p_B/p_S e p_0/p_A quando submetido ao movimento de retorno. As relações obtidas apresentadas a seguir são baseadas na convenção de sinais utilizada na Figura 2.5.

4.3.1 Avanço do Cilindro Pneumático

O somatório de forças atuantes no conjunto haste/êmbolo do cilindro é dado pela a equação (4.53).

$$p_A A_A - p_B A_B - p_0 (A_A - A_B) - F_{at} - F_{ext} = m_C \frac{dx^2}{dt^2} \quad (4.53)$$

Nesta situação, a força externa é considerada como uma força de compressão, ou seja, se opõe ao movimento do conjunto haste/êmbolo como apresentado na Figura 4.2.

O efeito inercial dado pelo termo, $m_C \frac{dx^2}{dt^2}$ é desconsiderado, uma vez que o sistema está sendo analisado para a condição de velocidade constante. Assim, a força total é dada pela soma da força de atrito com a força externa, sendo isto, $F_t = F_{at} + F_{ext}$.

Com base nestas considerações e dividindo a Equação (4.53) por $p_S A_A$ e multiplicando o segundo termo por p_0/p_0 , é possível rearranjá-la em função das razões de pressões conforme (4.54):

$$\frac{p_A}{p_S} - \frac{1}{\frac{p_0}{p_B}} \frac{p_0}{p_S} r_{ar} - \frac{p_0}{p_S} (1 - r_{ar}) = \frac{F_t}{p_S A_A} \quad (4.54)$$

Isolando as razões de pressões, chega-se a:

$$\frac{p_0}{p_B} = r_{ar} \frac{p_0}{p_S} \left(\frac{1}{\frac{p_A}{p_S} - \frac{F_t}{p_S A_A} + \frac{p_0}{p_S} (r_{ar} - 1)} \right) \quad (4.55)$$

$$\frac{p_A}{p_S} = \frac{1}{\frac{p_0}{p_B}} \frac{p_0}{p_S} r_{ar} - \frac{p_0}{p_S} (r_{ar} - 1) + \frac{F_t}{p_S A_A} \quad (4.56)$$

As Equações (4.55) e (4.56) mostram que é possível determinar as correlações entre as razões de pressões em função da força total no cilindro, da razão de áreas e da pressão de suprimento. Estas equações associadas às equações da vazão mássica caracterizam o ponto de operação para um conjunto válvula e cilindro.

4.3.2 Recuo do Cilindro Pneumático

Para a situação do recuo, o entendimento é o mesmo, alterando apenas as pressões envolvidas nas razões. Logo, o somatório de forças resulta em:

$$p_A A_A - p_B A_B - p_0 (A_A - A_B) + F_{at} + F_{ext} = m_C \frac{dx^2}{dt^2} \quad (4.57)$$

Nesta circunstância, é assumido que a força externa e a força de atrito atuam no sentido contrario ao movimento, ou seja, no sentido inverso ao mostrado na Figura 4.2.

Observadas as mesmas considerações apresentadas para o caso do avanço e dividindo a Equação (4.57) por $p_S A_B$ e multiplicando o primeiro termo por p_0/p_0 , chega-se a:

$$\frac{1}{\frac{p_0}{p_A}} \frac{p_0}{p_S} \frac{1}{r_{ar}} - \frac{p_B}{p_S} - \frac{p_0}{p_S} \left(\frac{1}{r_{ar}} - 1 \right) = \frac{F_t}{p_{SAB}} \quad (4.58)$$

Isolando as razões de pressões, tem-se:

$$\frac{p_0}{p_A} = \frac{1}{r_{ar}} \frac{p_0}{p_S} \left(\frac{1}{\frac{p_B}{p_S} - \frac{F_t}{p_{SAB}} + \frac{p_0}{p_S} \left(\frac{1}{r_{ar}} - 1 \right)} \right) \quad (4.59)$$

$$\frac{p_B}{p_S} = \frac{1}{\frac{p_0}{p_A}} \frac{p_0}{p_S} \frac{1}{r_{ar}} - \frac{p_0}{p_S} \left(\frac{1}{r_{ar}} - 1 \right) + \frac{F_t}{p_{SAB}} \quad (4.60)$$

Apresentaram-se neste capítulo as equações que descrevem o comportamento da válvula e o cilindro, baixo a ótica, da determinação das relações das razões de pressões nas diferentes vias.

O modelo matemático não-linear será utilizado para determinar o ponto operacional de um sistema pneumático conforme será apresentado no Capítulo 5.

CAPÍTULO 5

RESULTADOS TEÓRICOS E EXPERIMENTAIS

Apresenta-se neste capítulo a influência dos parâmetros que caracterizam um sistema pneumático na determinação do ponto operacional, incluindo os resultados teóricos e experimentais.

5.1 Introdução

Baseado nas equações apresentadas na Seção 4.2 do Capítulo 4, concluiu-se que tanto no movimento de avanço como no recuo, as únicas situações possíveis de ocorrer são a condição 1 e a condição 2, pois as condições 3 e 4 não satisfazem os requisitos impostos ou apresentam incoerências nos valores das razões de pressões.

Um dos objetivos deste trabalho é apresentar a influência dos parâmetros que caracterizam uma válvula pneumática modelada segundo a Norma ISO 6358 quando da determinação do ponto operacional de um sistema, como também uma análise do comportamento da temperatura nas diferentes vias. Assim, apresenta-se nas seguintes Seções unicamente as situações válidas, ou seja, a condição 1 e a condição 2.

5.2 Resultados Teóricos e Experimentais

5.2.1 Simulação Empregando Dados de Catálogo

Utilizando um *software* de solução numérica de expressões algébricas, resultados quantitativos foram obtidos das equações apresentadas nas no Capítulo 4. Para isto utilizou-se os parâmetros apresentados na Tabela 5.1, onde a razão de áreas corresponde a um cilindro assimétrico modelo 60M2L063A0500, que possui um $d_e = 63$ mm e um $d_h = 20$ mm.

No entanto, para determinar os valores da relação de pressões crítica média e razão de condutâncias sônicas, utilizaram-se os valores disponíveis no catálogo de fabricante da válvula. Como o b e o C apresentam um único valor fornecido em catálogo para qualquer par de vias na válvula, considerou-se que o valor da relação de pressões crítica média é igual tanto para o avanço como para o recuo, e o valor da razão de condutâncias sônicas é igual a 1 (um).

Por enquanto, considera-se que a relação de temperaturas para ambos os movimentos do cilindro pneumático (avanço e recuo) é igual à unidade.

Com relação à pressão de suprimento, adota-se um valor absoluto e constante.

Tabela 5.1 - Parâmetros conjunto válvula-cilindro segundo dados de catálogo (Avanço e Recuo)

$p_o [Pa]$	$p_s [Pa]$	r_{ar}	
$1,0133 \times 10^5$	7×10^5	0,8992189	
$b = b_{mav} = b_{mre}$	$C [m^3/sPa]$	$r_{Cav} = r_{Cre}$	$r_{Tav} = r_{Tre}$
0,21	$4,5 \times 10^{-9}$	1	1

Na Figura 5.1 e Figura 5.2, são apresentados os resultados numéricos das equações (4.13) e (4.15), respectivamente. Estas equações correspondem à condição 1 do cilindro pneumático no avanço, onde ambas as razões de pressões devem encontrar-se na região de escoamento subsônico. Observa-se que conforme previsto na Seção 4.2.1.1 nenhuma das figuras satisfaz as condições impostas. Devido a isto foram desconsideradas da análise.

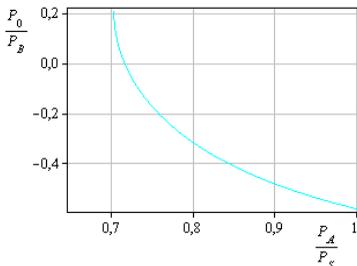


Figura 5.1 - Condição 1 - Avanço (segundo Equação (4.13))

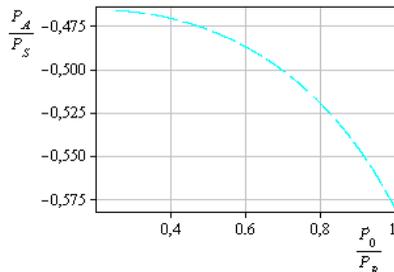


Figura 5.2 - Condição 1 - Avanço (segundo Equação (4.15))

Os resultados numéricos válidos, correspondentes à condição 1 do cilindro pneumático no avanço, são obtidos por meio das equações (4.12) e (4.14) e apresentados na Figura 5.3 e Figura 5.4. Comparando ambas as figuras numa grande quantidade de pontos, conclui-se que as curvas são complementares e que, pode-se utilizar tanto a razão p_A/p_S ou p_o/p_B como variáveis independentes para descrever o comportamento das razões de pressões no sistema.

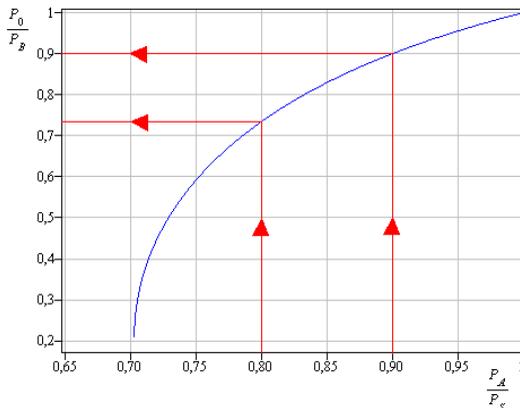


Figura 5.3 - Condição 1 - Avanço (segundo Equação (4.12))

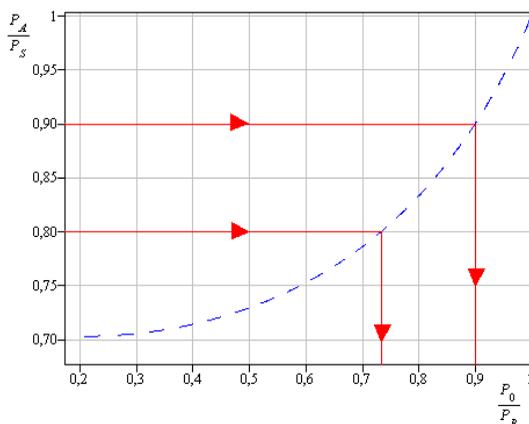


Figura 5.4 - Condição 1 - Avanço (segundo Equação (4.14))

Na Figura 5.5 e na Figura 5.6, apresentam-se os resultados numéricos obtidos para a condição 2 no avanço.

O resultado válido provém da Equação (4.19) que satisfaz a condição de escoamento subsônico da via P para a via A , e escoamento sônico da via B para atmosfera.

O resultado obtido por meio da Equação (4.20), visualizado na Figura 5.6, é desconsiderado da análise devido ao fato de não satisfazer as condições impostas.

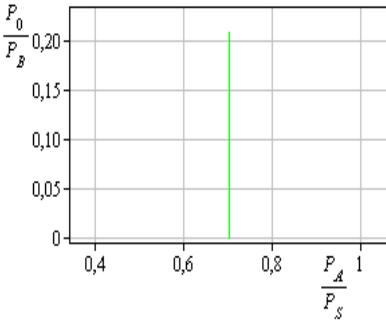


Figura 5.5 - Condição 2 - Avanço (segundo Equação (4.19))

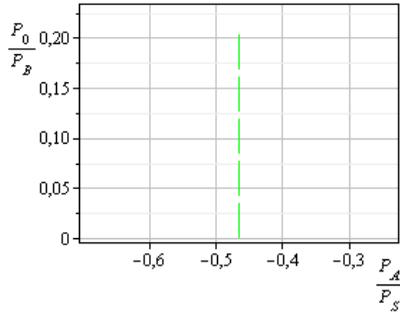


Figura 5.6 - Condição 2 - Avanço (segundo Equação (4.20))

Na Figura 5.7 e na Figura 5.8, apresenta-se a junção dos resultados válidos da condição 1 e condição 2, considerando p_A/p_S ou p_0/p_B como variáveis independentes.

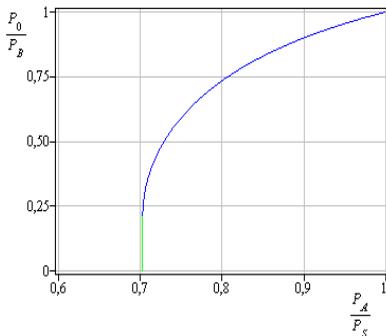


Figura 5.7 - Condições 1 e 2 - Avanço ($p_0/p_B = f(p_A/p_S)$)

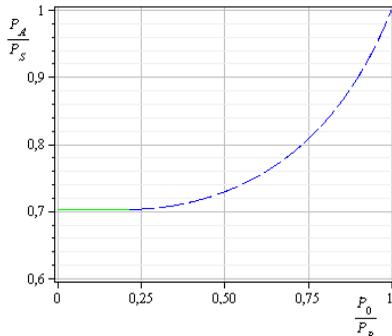


Figura 5.8 - Condições 1 e 2 - Avanço ($p_A/p_S = f(p_0/p_B)$)

De forma análoga à situação de avanço, resultados numéricos foram obtidos utilizando os parâmetros apresentados na Tabela 5.1 para a condição do cilindro pneumático no recuo.

Na Figura 5.9, apresenta-se a junção dos resultados válidos obtidos por meio das equações (4.34) e (4.41). A primeira equação corresponde à condição 1 onde o escoamento é subsônico tanto da via de suprimento para a via B, como da via A para a atmosfera, e a segunda equação corresponde à condição 2, onde ocorre escoamento sônico da via A para atmosfera e subsônico da via de suprimento para a via B.

Os resultados provenientes das equações (4.34) e (4.36) são totalmente complementares, de modo que, podem-se apresentar as soluções, sendo p_B/p_S ou p_0/p_A as variáveis independentes. Esta última situação é apresentada na Figura 5.10.

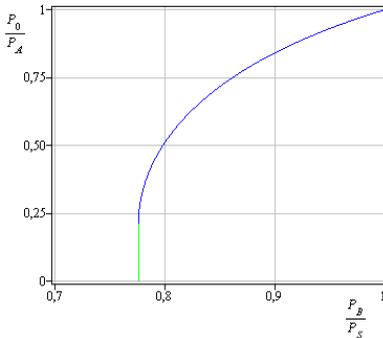


Figura 5.9 - Condições 1 e 2 -
Recuo ($p_0/p_A = f(p_B/p_S)$)

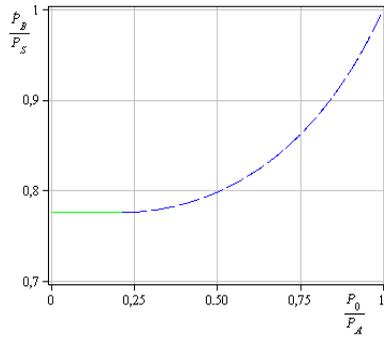


Figura 5.10 - Condições 1 e 2 -
Recuo ($p_B/p_S = f(p_0/p_A)$)

Observa-se, na Figura 5.7, Figura 5.8, Figura 5.9 e Figura 5.10, que a linha cheia em cor verde (linha reta) é utilizada para representar a situação de escoamento subsônico num par de vias da válvula e escoamento sônico no par de vias restante.

A vazão de ar através da válvula entra em regime de escoamento sônico quando a razão de pressões correspondentes é igual ao valor de b . Nas últimas quatro figuras, as faixas de valores da razão de pressão na linha reta vão desde zero (0) até o valor de 0,21, correspondente, neste caso, ao valor de b fornecido no catálogo do fabricante da válvula, como apresentado na Tabela 5.1.

Até o momento foram apresentadas as equações e as figuras que descrevem o comportamento das razões de pressões que acontecem num sistema pneumático em relação ao tipo de escoamento, sônico o subsônico. Recordando que estas análises provêm da equação da vazão mássica da válvula que atende à Norma ISO 6358 e considerando constante a velocidade de deslocamento do pistão.

Na Seção 4.3 do Capítulo 4, foram apresentadas as equações que modelam o comportamento das razões de pressões a partir da equação de movimento, segundo a mesma condição de velocidade constante.

A combinação de ambos os resultados, os provenientes da curva da vazão da válvula e da curva do carregamento do cilindro, determina não apenas as relações das razões de pressão no sistema, mas também o

ponto de operação do conjunto válvula e cilindro, que acontece na interseção das curvas associadas.

Utiliza-se neste trabalho a razão p_A/p_S como variável independente para a situação de avanço, e a razão p_B/p_S como variável independente para o recuo.

Na Figura 5.11 apresenta-se o comportamento da equação de movimento, onde o cilindro, com suas características inerentes, é submetido a um valor de carregamento externo. Ao mesmo tempo fica explícita nesta figura a localização do ponto de operação do sistema pneumático.

O comportamento da equação de movimento visualizada na Figura 5.11, foi determinada por meio da Equação (4.55), onde utilizaram-se os parâmetros apresentados na Tabela 5.1 e um valor de força total de 1200 N.

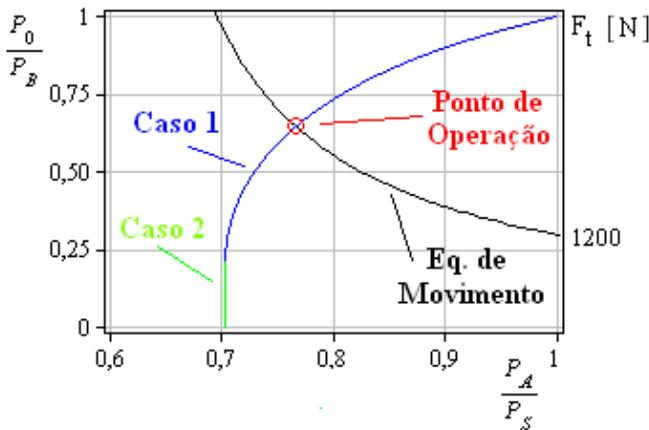


Figura 5.11 - Ponto de operação de um sistema pneumático (empregando dados de catálogo - Avanço)

Na Figura 5.12 e Figura 5.13, apresentam-se as curvas obtidas a partir da equação de movimento junto com as figuras que representam a condição 1 e condição 2, tanto para o movimento de avanço como para o recuo.

As curvas da equação de movimento foram conseguidas para diferentes valores de força total, mantendo um valor constante da razão de áreas no cilindro.

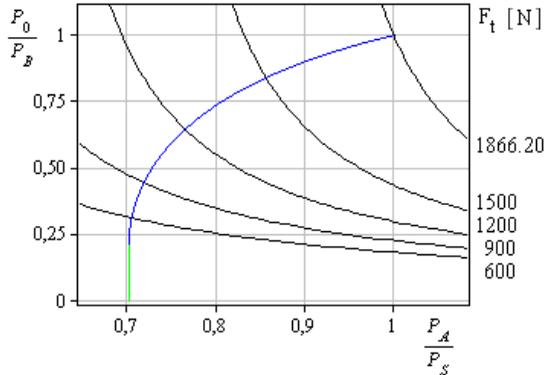


Figura 5.12 - Razões de pressões de um sistema pneumático, empregando dados de catálogo - Avanço

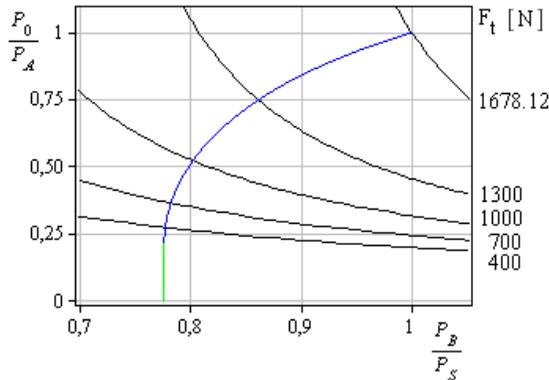


Figura 5.13 - Razões de pressões de um sistema pneumático, empregando dados de catálogo - Recuo

Conforme os dados apresentados na Tabela 5.1, quando as razões de pressões p_A/p_S e p_0/p_B são iguais a 1 (um), o atuador deveria produzir uma força máxima de 1866,20 N, como se observa na Figura 5.12.

Portanto, quando uma força externa é aplicada ao êmbolo do cilindro com o mesmo valor da força máxima de atuação, este se mantém em repouso o que significa que mesmo estando a válvula completamente aberta, a velocidade do cilindro nesta situação é nula.

A medida que o valor da força total diminui, o cilindro se movimenta com maior velocidade, estabelecendo uma nova condição das razões de pressões e, portanto, uma nova condição operacional do sistema.

Para a situação do recuo, a análise é equivalente à situação de avanço, e a condição de velocidade nula acontece para o valor máximo de força total igual a 1678,12 N.

5.2.2 Simulação Empregando Dados Experimentais e Experimentos

Nesta seção são apresentados os resultados obtidos por meio de simulações numéricas utilizando parâmetros obtidos experimentalmente. São também apresentados os resultados experimentais.

Numa primeira instância, determinaram-se experimentalmente os parâmetros que caracterizam a VPD modelo MPYE-5-M5-010-B, atendendo às configurações estabelecidas pela Norma ISO 6358.

Foram realizados três ensaios para determinar os valores da razão de pressões crítica (b) e da condutância sônica (C) em cada par de vias da válvula, calculando-se uma média dos valores obtidos para cada par de vias ensaiada. O procedimento detalhado, como os resultados de cada ensaio é descrito detalhadamente no Apêndice B, porém os resultados finais estão apresentados na Tabela 5.2.

Na válvula, a nomenclatura das portas é descrita por números, no entanto neste trabalho utilizam-se letras. Na Tabela 5.2 está apresentada a equivalência correspondente.

Tabela 5.2 - Parâmetros da válvula segundo ensaios experimentais segundo a norma ISO 6358

Vias	b [1]	C [$m^3/s.Pa$]
1 - 4 = P - A	0,426	$3,2536 \times 10^{-9}$
2 - 3 = B - E1	0,421	$3,1784 \times 10^{-9}$
1 - 2 = P - B	0,4023	$3,3915 \times 10^{-9}$
4 - 5 = A - E2	0,4024	$3,5023 \times 10^{-9}$

Obs. = A designação das Portas A e B, é realizada conforme a Figura 2.5. Usualmente a correspondência seria, Porta 2 = Porta A; Porta 4 = Porta B.

Segundo os dados apresentados, comprovou-se a hipótese de valores diferentes da condutância sônica e da razão de pressões crítica nos diferentes pares de vias da válvula. Assim, é possível determinar a relação de pressões crítica média e a razão de condutâncias sônicas na condição de avanço e recuo.

Realizaram-se também ensaios para determinar as forças de atrito no cilindro, utilizando o modelo proposto por GOMES (1995). Dois

cilindros pneumáticos foram ensaiados, um de modelo 60M2L063A0500 e o outro de modelo 60M2L125A0500. O procedimento utilizado para gerar o mapa de atrito estático é descrito detalhadamente no Apêndice A.

Na Figura 5.14 apresenta-se o mapa de atrito estático para o cilindro assimétrico de 63 mm, em tanto que, na Figura 5.15 apresenta-se o mapa para o cilindro de 125 mm.

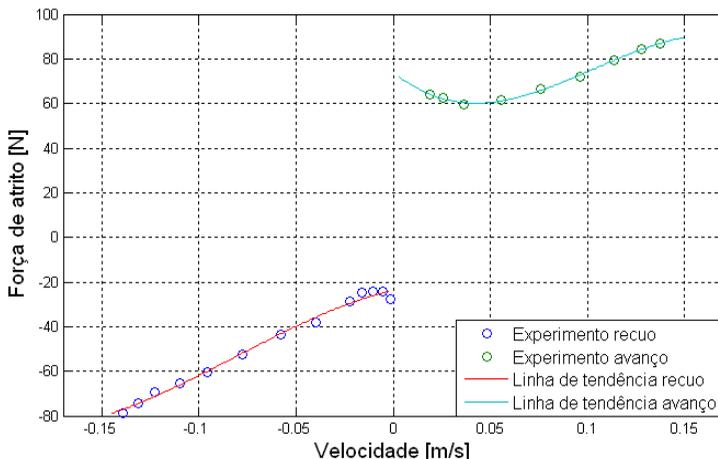


Figura 5.14 - Mapa de atrito estático - cilindro assimétrico de 63 mm

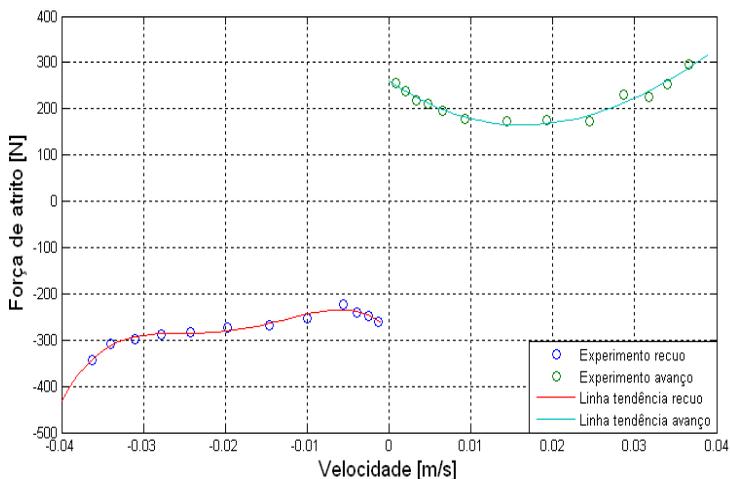


Figura 5.15 - Mapa de atrito estático - cilindro assimétrico de 125 mm

5.2.2.1 Ensaios com Cilindro Assimétrico de 63 mm - Avanço

A Figura 5.16 apresenta o resultado obtido por meio de simulação numérica utilizando os parâmetros obtidos experimentalmente considerando movimento de avanço do cilindro pneumático.

Para realizar a simulação numérica, foram utilizadas as equações válidas da condição 1, condição 2 e equação de movimento descritas nas Seções 4.2 e 4.3 do Capítulo 4, e os parâmetros apresentados na Tabela 5.3.

Os valores da relação de pressões crítica média e da razão de condutância sônica são calculados em função dos valores apresentados na Tabela 5.2.

Por sua vez, para cada valor de força externa ensaiada, é possível obter um valor da relação de temperaturas utilizando a relação apresentada na Seção 4.2. Analisando os resultados, percebeu-se que não existem maiores variações da relação de temperaturas, mesmo com valores de força externa diferentes, de maneira que o valor apresentado na Tabela 5.3 corresponde a um valor médio de todos os ensaios de força realizados quando é aplicada uma tensão de 10 V na válvula.

O máximo valor calculado da relação de temperaturas é igual a 1,00769 e o limite inferior é igual a 1,003128.

O comportamento da temperatura nas diferentes vias de trabalho é apresentado nas Figura 5.21 e Figura 5.24.

Tabela 5.3 - Parâmetros do conjunto válvula-cilindro segundo ensaios experimentais - cilindro assimétrico 63 mm - Avanço

$b_{mav} = (b_{P-A} + b_{B-E1})/2$	$p_o [Pa]$
0,4235	1.0133×10^5
$r_{Cav} = C_{P-A}/C_{B-E1}$	$p_s [Pa]$
1,023	7×10^5
$r_{Tav} = T_A / (T_S * T_B)^{1/2}$	r_{ar}
1,005725	0.899218947

A Figura 5.16, apresenta, também, os pontos obtidos como resultado dos experimentos sobre o movimento do cilindro no avanço, para os quais se utilizou a bancada de ensaios IBYTU, segundo a configuração apresentada na Figura 3.2, descrita no Capítulo 3.

Cada ponto operacional apresentado na Figura 5.16, que correspondem aos pontos em cor vermelha, é identificado com um sistema em

malha aberta, onde é aplicada uma tensão fixa ao solenóide da válvula, neste caso em particular uma tensão de 10 V (válvula completamente aberta).

A célula de carga acoplada entre as hastes do cilindro hidráulico e pneumático mede o valor de força externa, de maneira que se consegue determinar o valor da força total, realizando o somatório do valor da força externa com o valor da força de atrito apresentada na Figura 5.14, dependendo esta última da velocidade de deslocamento do atuador.

Estes ensaios se repetem para diferentes valores de força, de forma que se obtêm os pontos apresentados na Figura 5.16.

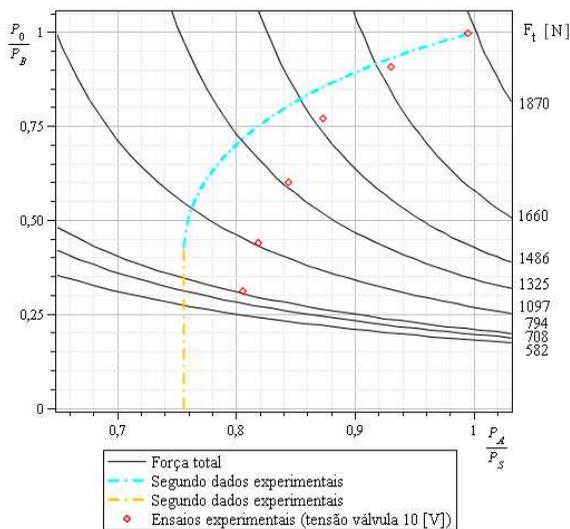


Figura 5.16 - Simulação com dados experimentais e experimentos - Avanço (tensão na válvula de 10 V)

Na Figura 5.16, observa-se que a condição operacional determinada experimentalmente (pontos vermelhos), se afastam da condição teórica a medida que o valor da força total diminui.

Com base em simulações dinâmicas realizadas em OLIVEIRA (2009), foi observado que a distância entre os pontos experimentais frente aos teóricos (segundo dados experimentais) ocorre devido à falta da estabilização das pressões nas câmaras do atuador durante o deslocamento do conjunto haste/êmbolo. Este fenômeno foi demonstrado aumentando o curso do cilindro para alcançar a estabilidade das pressões nas câmaras durante o deslocamento, de forma que, verificou-se que os pontos se deslocam para a esquerda aproximando-se à curva teórica.

À medida que o valor da força total vai diminuindo, o conjunto haste/êmbolo do atuador se desloca com maior velocidade, de modo que o estado de regime fica longe de ser alcançado.

Para demonstrar experimentalmente este fenômeno, e não tendo a possibilidade de realizar o ensaio com um atuador de curso maior a 500 mm, realizaram-se ensaios com a VPD parcialmente aberta. Desta forma, a vazão de ar através da válvula é menor e, conseqüentemente, a velocidade de deslocamento do cilindro fica mais próxima de alcançar o regime permanente.

Aplicou-se uma tensão de 8 V ao solenóide da válvula, e os resultados obtidos são apresentados na Figura 5.17, confirmando, desta maneira, as conclusões obtidas das simulações dinâmicas realizadas em OLIVEIRA (2009).

Por sua vez, também foram realizados ensaios com valores de força externa menores em relação aos apresentados na Figura 5.16, sendo estes de 512 N e 638 N, que somados ao valor da força atrito correspondente a uma velocidade de 0,0883 m/s, alcança-se uma força total de, respectivamente, 582 N e 708 N.

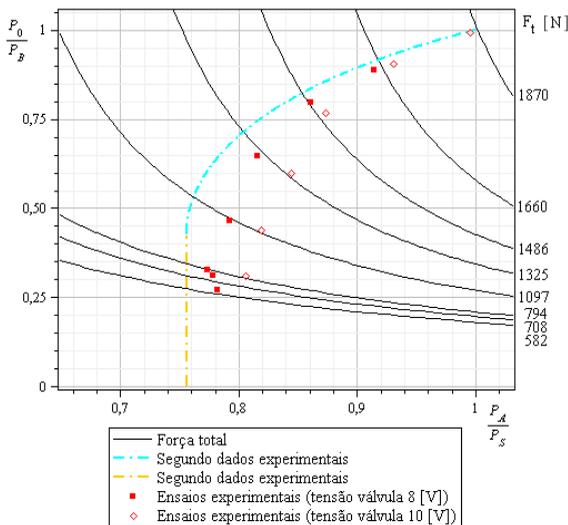


Figura 5.17 - Pontos de operação de um sistema pneumático segundo experimentos - Avanço (tensão na válvula, 8 V e 10 V)

Observa-se na Figura 5.17 que, mesmo diminuindo o valor do carregamento externo, a razão de pressão p_A/p_S praticamente não se altera. Assim, a velocidade de deslocamento do atuador não aumenta

devido a ocorrência da saturação do escoamento da via *B* para a atmosfera. Este fenômeno será apresentado detalhadamente na Figura 5.25.

A seguir, apresentam-se os resultados do experimento realizado com uma tensão na válvula de 10 V e um carregamento externo de 1414 N que, somado ao valor da força atrito, gera uma força total de 1486 N.

Os pontos operacionais apresentados nas Figura 5.16 e Figura 5.17, para estas condições de tensão e carregamento externo, são determinados no instante de 25,1 s, que é quando se atinge a máxima velocidade, como se observa na Figura 5.18. É evidenciada nesta figura, que o cilindro não alcança a condição de regime permanente, de maneira que as pressões não estão totalmente estabilizadas, conforme se observa na Figura 5.20, provocando o afastamento dos pontos de operação e experimentais dos teóricos.

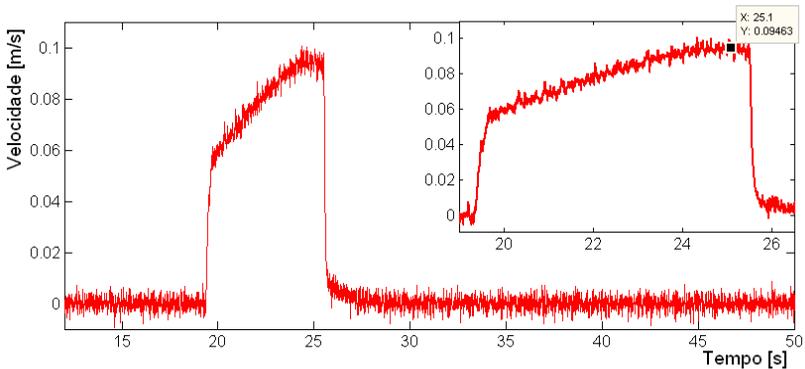


Figura 5.18 - Velocidade do cilindro (tensão na válvula de 10 V e carregamento externo de 1414 N)

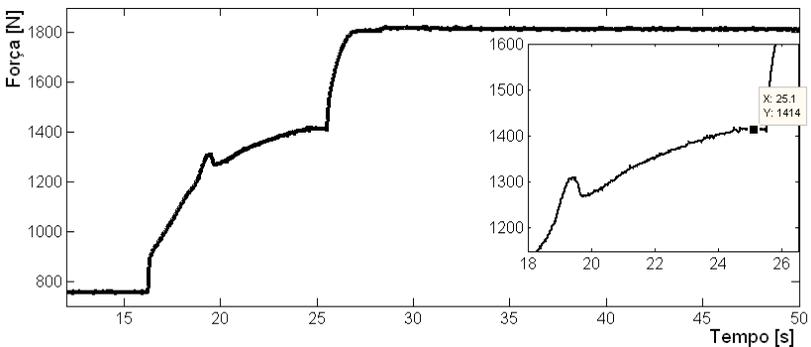


Figura 5.19 - Carregamento externo de 1414 N (tensão na válvula de 10 V)

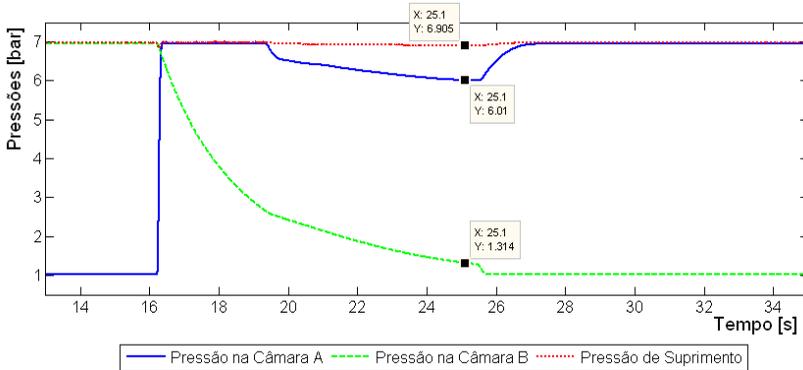


Figura 5.20 - Pressões nas diferentes vias (tensão na válvula de 10 V e carregamento externo de 1414 N)

Na Figura 5.21, observa-se como variam as temperaturas, principalmente nas vias A e B, durante o deslocamento do atuador. No momento que a válvula é aberta, devido ao processo de compressão do ar na câmara A do cilindro, a temperatura aumenta nesta câmara e, devido ao processo de exaustão, a temperatura na via B diminui.

Em função da troca de calor através das paredes do cilindro e da diminuição do processo de compressão, expansão, as temperaturas retornam à condição de equilíbrio.

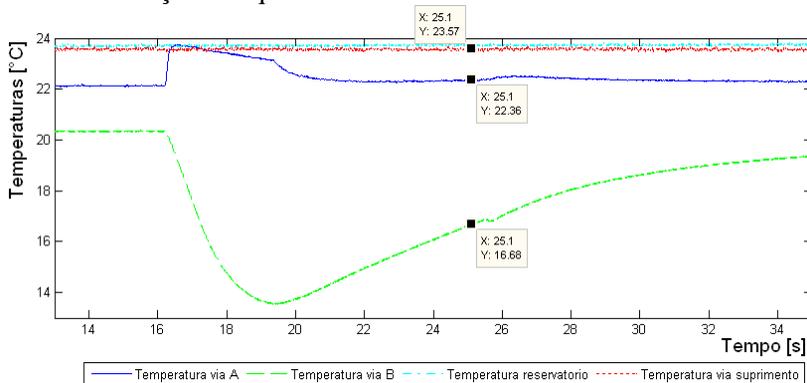


Figura 5.21 - Temperatura nas diferentes vias (tensão na válvula de 10 V e carregamento externo de 1414 N)

Transformando os valores da temperatura para Kelvin e aplicando a equação da relação de temperaturas para o avanço, chega-se a um valor de 1,00769 para a relação de temperaturas.

Como será demonstrado na Seção 5.2.3, estes valores são praticamente insignificantes na determinação do ponto operacional.

São apresentados a seguir, os resultados de um experimento realizado com um tensão na válvula de 8 V e um carregamento externo de 1415 N que, somado ao valor da força atrito, gera uma força total de 1475 N.

É possível comparar os resultados obtidos quando aplicado uma tensão ao solenóide da válvula de 8 V e 10 V, devido ao fato de que o valor das forças totais são muito próximas.

Confrontando a Figura 5.22 com a Figura 5.18, observa-se que a velocidade de deslocamento do cilindro é menor quando aplicado uma tensão de 8 V na válvula.

Observa-se assim na Figura 5.23, que as pressões nas câmaras estão um pouco mais estabilizadas em comparação às pressões apresentadas na Figura 5.20. Esta pequena mudança nos valores das pressões faz com que o ponto operacional, quando aplicada tensão de 8 V na válvula, esteja mais próximo do ponto operacional teórico, como apresentado na Figura 5.17.

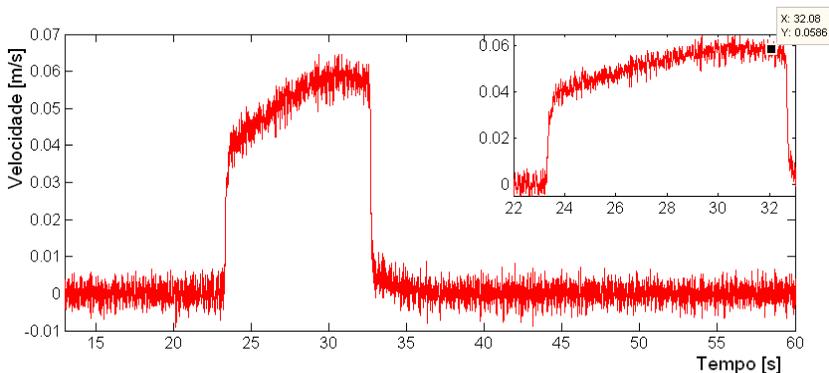


Figura 5.22 - Velocidade do cilindro (tensão na válvula de 8 V e carregamento externo de 1415 N)

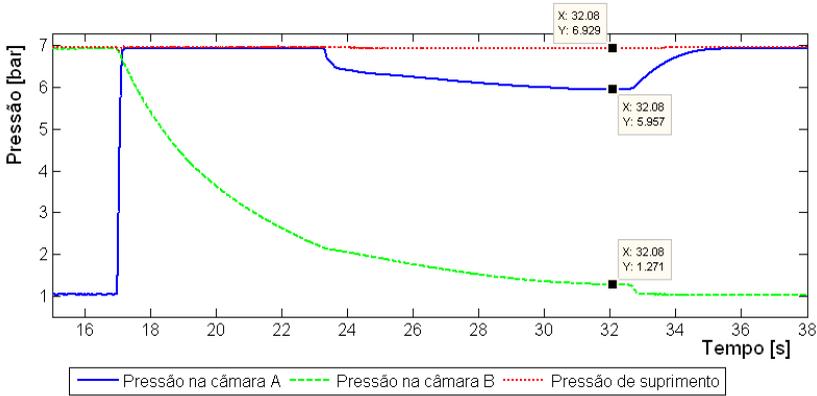


Figura 5.23 - Pressões nas diferentes vias (tensão na válvula de 8 V e carregamento externo de 1415 N)

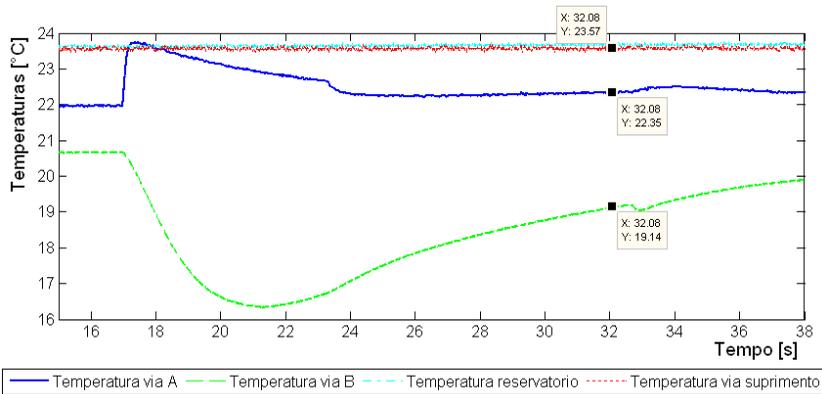


Figura 5.24 - Temperatura nas diferentes vias (tensão na válvula de 8 V e carregamento externo de 1415 N)

Na Figura 5.17, apresentaram-se os pontos operacionais para pequenos valores de força, quando aplicada uma tensão ao solenóide da válvula de 8 V. Nesta situação, mesmo diminuindo os valores do carregamento externo, a velocidade de deslocamento do atuador praticamente não aumenta, pois ocorre a saturação da vazão de ar. Neste caso, em particular, da via B para a atmosfera. A Figura 5.25, ilustra este fenômeno apresentando as curvas de velocidade para diferentes valores de carregamento externo.

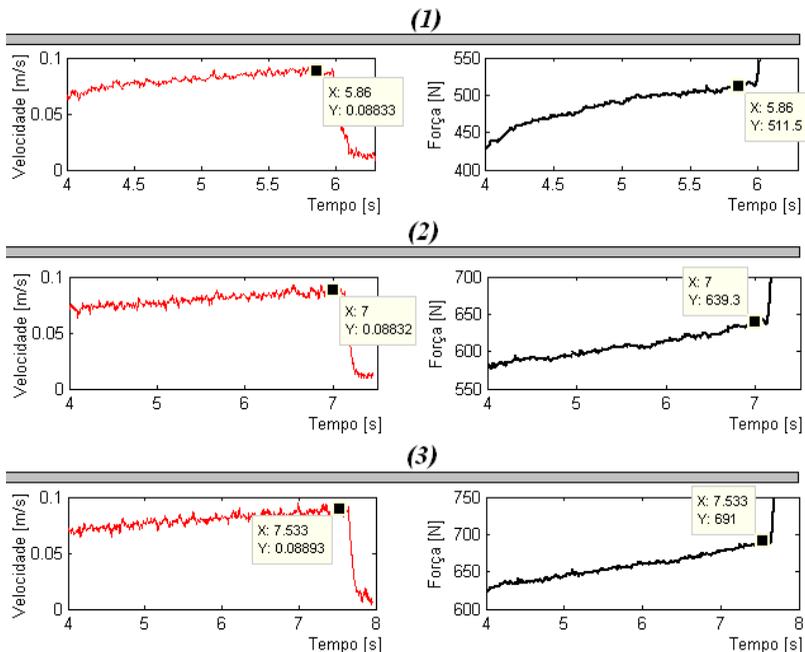


Figura 5.25 - Velocidade e Força Externa no cilindro (1) 511.5 N - (2) 639.3 N - (3) 691 N (tensão na válvula de 8 V)

Foram apresentadas até o momento as curvas da condição 1, condição 2 e equação de movimento obtidas por meio de simulações numéricas empregando dados de catálogo e simulações numéricas empregando dados experimentais. Ao mesmo tempo, apresentaram-se os pontos obtidos realizando experimentos, quando aplicadas duas tensões diferentes ao solenóide da válvula.

A Figura 5.26, ilustra todas as situações descritas no parágrafo anterior, cuja intenção é apresentar quanto influenciam os valores, principalmente da razão de pressões crítica (b), na determinação do ponto operacional do sistema. Observa-se quão importante é o fornecimento por parte dos fabricantes de válvulas dados confiáveis e precisos.

Estas informações são de fundamental importância para que o sistema se comporte da maneira para o qual foi projetado. Além disso, fornecimentos com dados errôneos podem acusar um superdimensionamento ou subdimensionamento do sistema.

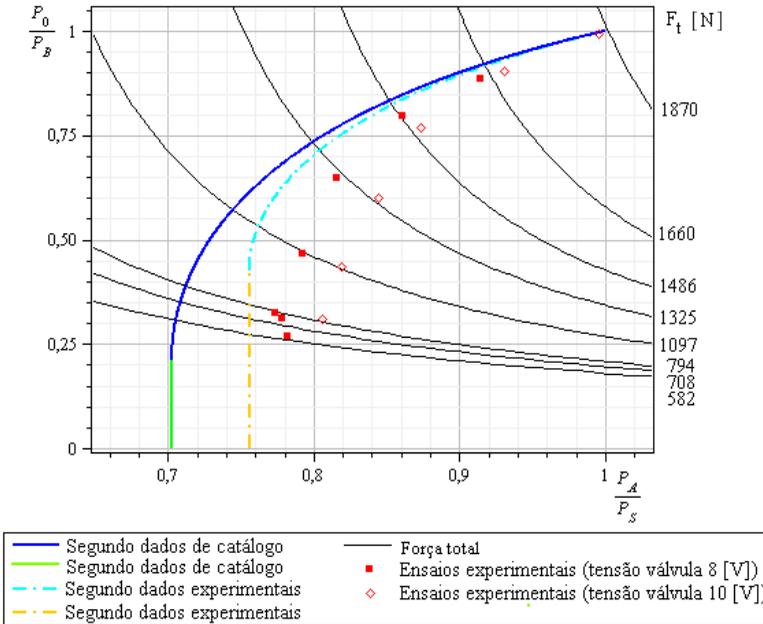


Figura 5.26 - Comparação de simulações e experimentos na situação de avanço - cilindro assimétrico 63 mm

5.2.2.2 Ensaio com Cilindro Assimétrico de 63 mm - Recuo

Na Figura 5.27, são apresentadas as curvas obtidas por meio de simulação numérica empregando dados experimentais e os pontos obtidos como resultado dos experimentos, quando aplicada uma tensão na válvula de 0 V e 2 V, ou seja, o cilindro em movimento de recuo. Estas tensões foram utilizadas devido a que a válvula utilizada se encontra no ponto central quando é aplicada uma tensão de 5 V.

A simulação numérica foi realizada com as equações válidas da condição 1, condição 2 e equação de movimento descritas nas Seções 4.2 e 4.3, utilizando os parâmetros apresentados na Tabela 5.4.

De forma análoga ao caso de avanço, a relação de pressões crítica média e a razão de condutância sônica foram calculadas em função dos valores apresentados na Tabela 5.2.

Para cada valor de força externa ensaiada, é possível obter um valor da relação de temperaturas. O valor apresentado na Tabela 5.4 corresponde a um valor médio de todos os ensaios realizados quando aplicada uma tensão de 0 V na válvula. Nesta situação, o máximo valor

calculado para a relação de temperaturas é igual a 1,01288, e o mínimo igual a 1,01039.

Tabela 5.4 - Parâmetros conjunto válvula-cilindro segundo ensaios experimentais - cilindro assimétrico 63 mm - Recuo

$b = b_{mre} (b_{P-B} + b_{A-E2}) / 2$	$p_o [Pa]$
0,40235	$1,0133 \times 10^5$
$r_{Cre} = C_{P-B} / C_{A-E2}$	$p_s [Pa]$
0,9686	7×10^5
$r_{Tre} = T_B / (T_S * T_A)^{1/2}$	r_{ar}
1,0115	0,899218947

De igual maneira à situação do avanço, cada ponto operacional apresentado na Figura 5.27 é obtido com o sistema em malha aberta, sendo aplicada uma determinada tensão na válvula visando manter o valor de força externa o mais constante possível.

Como a célula de carga mede o valor da força externa, realiza-se o somatório desta força com o valor da força de atrito correspondente a determinada velocidade, como apresentado na Figura 5.14. Esta situação se repete para diferentes valores de força, de forma que se obtêm os pontos apresentados na seguinte figura:

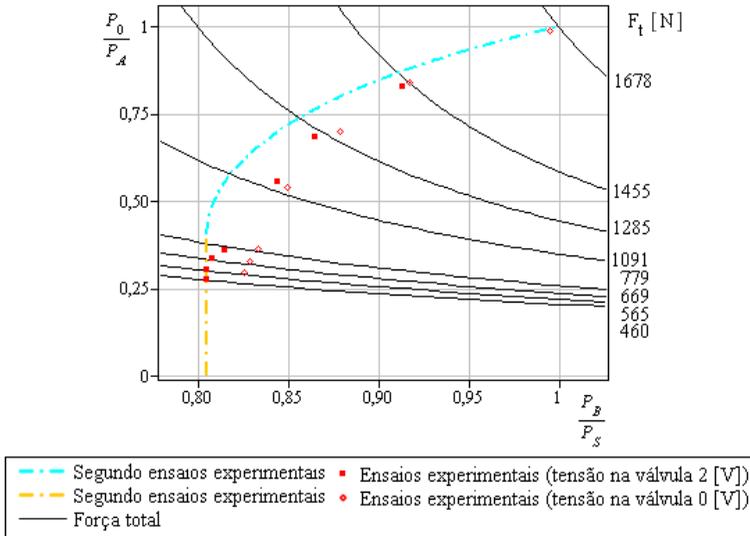


Figura 5.27 - Pontos de operação de um sistema pneumático segundo simulação e experimentos - Recuo (tensão na válvula, 2 V e 0 V)

Na Figura 5.28, ilustra-se situação semelhante ao avanço com relação ao comportamento das razões de pressões no sistema quando submetido a simulações dinâmicas, utilizando dados de catálogo e dados obtidos experimentalmente, como também resultados de ensaios puramente experimentais.

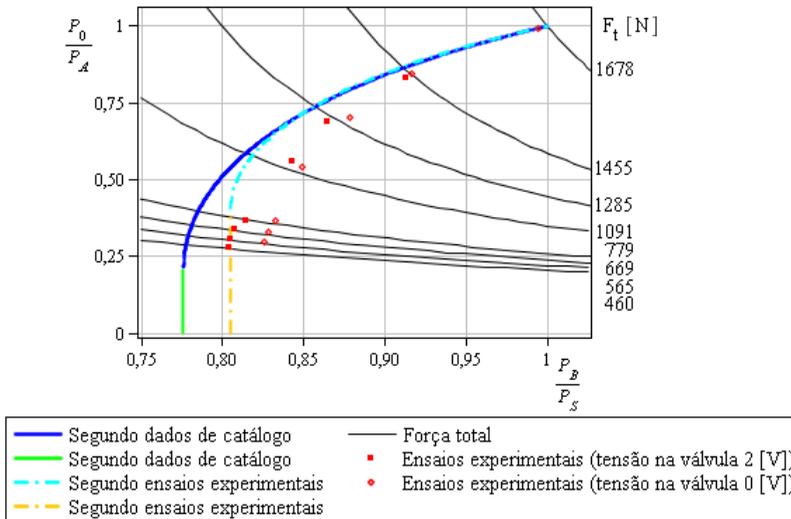


Figura 5.28 - Comparação de simulações e experimentos na situação de recuo - cilindro assimétrico 63 mm

Como se comentou anteriormente, a distância entre os pontos experimentais frente aos teóricos ocorre devido à falta de estabilização das pressões nas câmaras do atuador durante o deslocamento. À medida que o carregamento externo é menor, a velocidade de deslocamento aumenta e a condição de regime permanente fica cada vez mais longe de ser alcançada.

Fazendo uma comparação das curvas da Figura 5.26 com as da Figura 5.28, se observa que, quando o cilindro está recuando, os pontos obtidos por meio dos experimentos, independentemente da tensão aplicada à válvula, se encontram mais próximos da curva obtida por meio de simulações numéricas empregando valores experimentais.

Esta ocorrência pode ser explicada pelo fato de que este estudo baseia-se na hipótese de deslocamento do atuador em regime permanente, o que implica que o termo da variação de massa no interior do volume de controle, apresentado na equação da continuidade e explícito nas equações (4.2) e (4.3), foi desconsiderado na análise.

Uma vez que o cilindro que esta sendo ensaiado é assimétrico, o volume da câmara *A* é maior que o volume da câmara *B*, fazendo com que a vazão mássica de ar seja maior para a situação de avanço, ocasionando maior velocidade de deslocamento que no recuo, para a mesma condição de tensão na válvula e carregamento externo. Esta explicação está associada à taxa da variação do volume, que foi incluída no modelo em regime permanente, que é o termo da área multiplicado pela velocidade.

5.2.2.3 Ensaios com Cilindro Assimétrico de 125 mm - Avanço

Ensaios experimentais também foram realizados utilizando um cilindro CAMOZZI modelo 60M2L125A0500, que possui um $d_e=125$ mm e $d_h=32$ mm, com um curso de 500 mm. Utilizou-se a mesma válvula que a empregada na realização dos ensaios do cilindro assimétrico com $d_e=63$ mm.

Na Figura 5.29, apresenta-se a junção dos resultados obtidos por meio de simulações numéricas empregando dados de catálogo, simulações numéricas utilizando parâmetros experimentais e os pontos obtidos por meio dos experimentos, quando aplicadas tensões de 8 V e 10 V ao solenóide da VPD.

A simulação numérica empregando dados de catálogo foi realizada com os parâmetros apresentados na Tabela 5.1, exceto para a razão de áreas, para a qual nesta situação, foi utilizado um valor igual a $r_{ar}=0,9344$.

Por sua vez, a simulação numérica segundo dados experimentais foi realizada com os parâmetros apresentados na Tabela 5.5.

Ambas as simulações foram realizadas utilizando as equações válidas da condição 1, condição 2 e equação de movimento apresentadas nas Seções 4.2 e 4.3 do Capítulo 4.

Tabela 5.5 - Parâmetros conjunto válvula-cilindro segundo ensaios experimentais - cilindro assimétrico 125 mm - Avanço

$b_{mav} = (b_{P-A} + b_{B-EI})/2$	$p_o [Pa]$
0,4235	$1,0133 \times 10^5$
$r_{Cav} = C_{P-A}/C_{B-EI}$	$p_s [Pa]$
1,023	7×10^5
$r_{Tav} = T_A / (T_S * T_B)^{1/2}$	r_{ar}
1,003786	0,9344

Os valores de força total correspondem ao somatório da força externa com os valores de força de atrito apresentados na Figura 5.15.

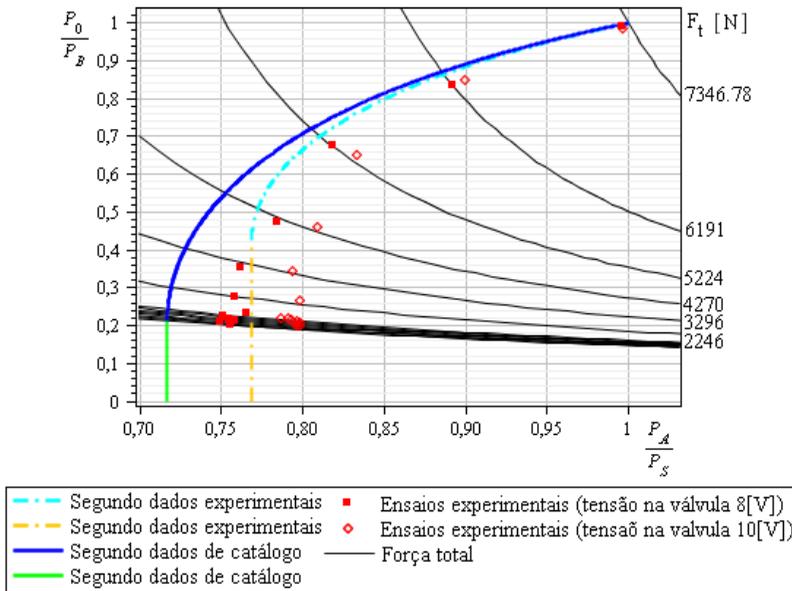


Figura 5.29 - Comparação de simulações e experimentos na situação de avanço - cilindro assimétrico 125 mm

Observa-se na Figura 5.29, que as curvas e pontos se comportam de maneira semelhante à situação do cilindro assimétrico de 63 mm. Devido a isto, as conclusões dos casos anteriores são válidas para esta situação. Assim, fica demonstrado que o modelo matemático é válido para qualquer conjunto válvula - cilindro.

Como, na Figura 5.29, não se consegue visualizar qual é o comportamento dos ensaios experimentais quando submetido a valores de força inferiores a 2246 N, apresenta-se na Figura 5.30 esta situação.

Mesmo diminuindo significativamente o valor do carregamento externo, os pontos experimentais estão localizados praticamente numa linha vertical, que corresponde à condição da saturação da vazão da via *B* para a atmosfera.

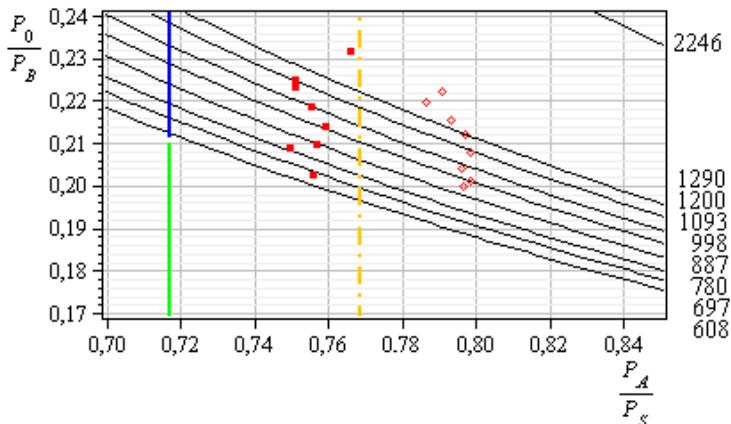


Figura 5.30 - Ampliação da Figura 5.29

A seguir, apresenta-se o comportamento das diferentes variáveis envolvidas na determinação do ponto operacional experimental, quando o sistema é submetido a diferentes valores de carregamento externo.

Os valores das variáveis são obtidos no instante em que o sistema atinge o regime permanente ou quando alcança a máxima velocidade. Na Figura 5.32, por exemplo, os parâmetros são obtidos no tempo de 34,36 s. Neste valor a velocidade é de 0.03324 m/s, que corresponde a um valor de força de atrito igual 249,9 N segundo a Figura 5.15.

Realizando o correspondente somatório da força de atrito com a força externa, chega-se a uma força total de 4270 N como apresentado na Figura 5.29.

O procedimento mencionado acima se repete para os diferentes valores de força.

Na Figura 5.34 e Figura 5.35, apresentam-se as curvas para valores de força muito similares à Figura 5.32 e Figura 5.33, porém, com uma tensão aplicada à válvula de 8 V. Isto ocasiona uma velocidade menor do atuador e, conseqüentemente, maior estabilização das pressões nas diferentes vias. Como resultado, o ponto operacional se aproxima ainda mais a da condição ideal.

Observe que as velocidades são bem menores que no caso do cilindro de menor diâmetro. Para uma mesma vazão, sendo as áreas maiores, as velocidades são menores. Neste situação os pontos operacionais ficam mais próximos da condição teórica.

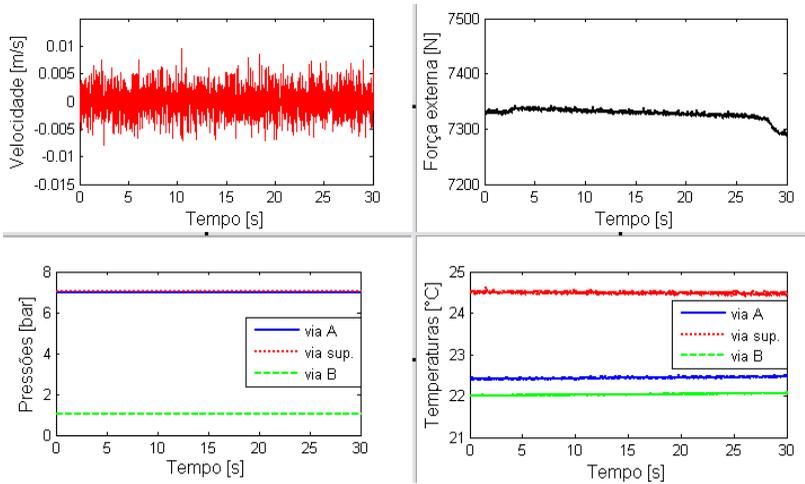


Figura 5.31 - Ensaio experimentais - cilindro assimétrico de 125 mm (carregamento externo 7346 N - tensão na válvula de 10 V)

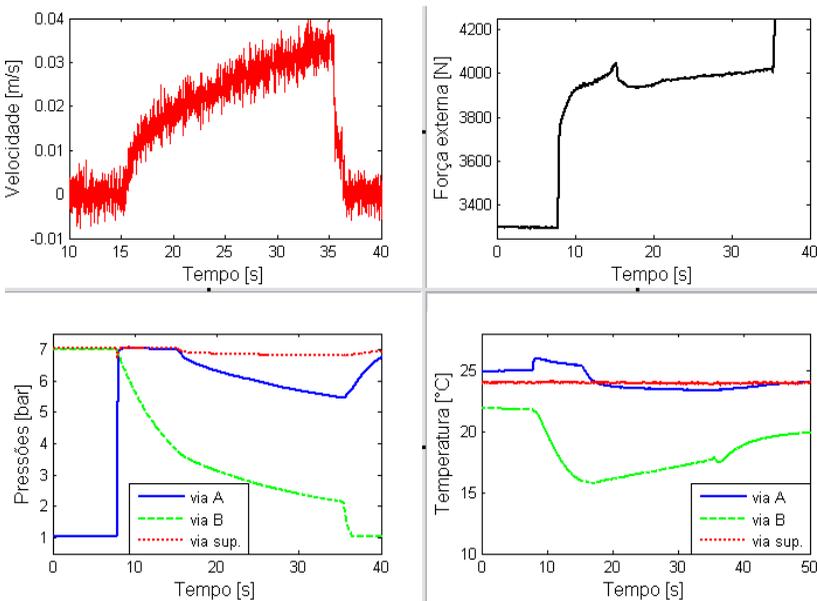


Figura 5.32 - Ensaio experimentais - cilindro assimétrico de 125 mm (carregamento externo 4020 N - tensão na válvula de 10 V)

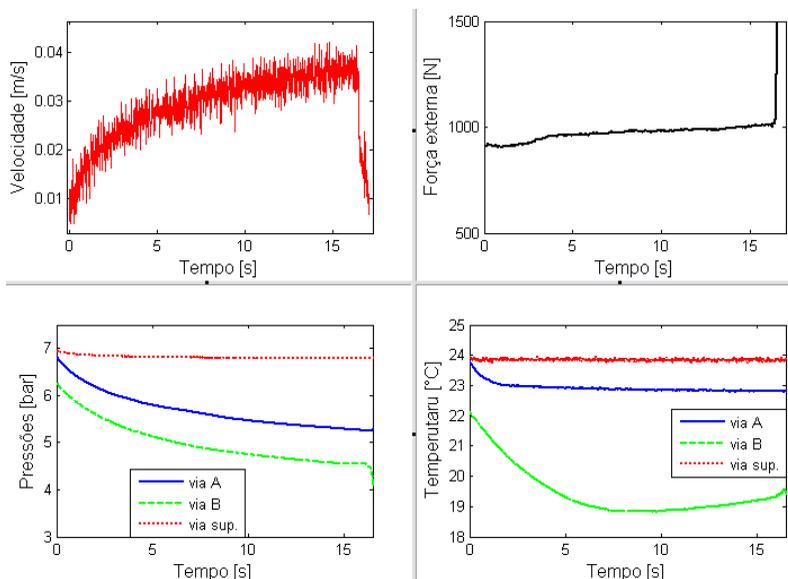


Figura 5.33 - Ensaio experimentais - cilindro assimétrico de 125 mm (carregamento externo 1008 N - tensão na válvula de 10 V)

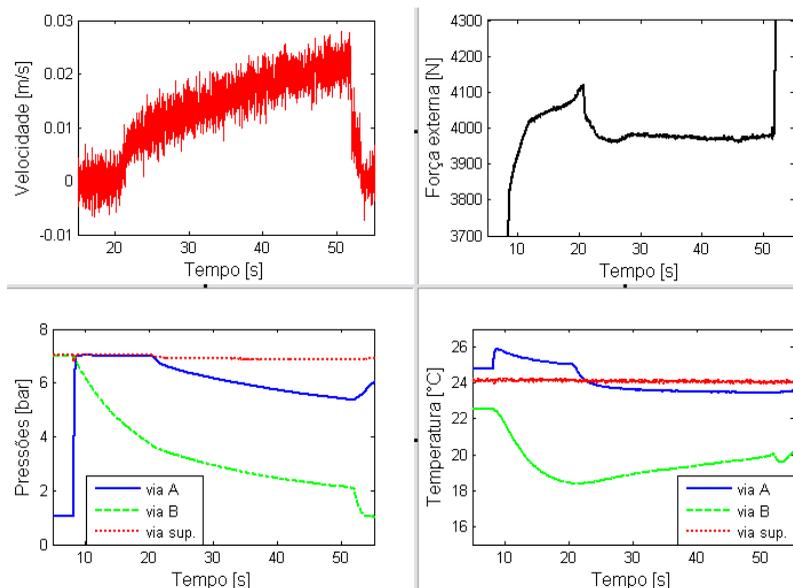


Figura 5.34 - Ensaio experimentais - cilindro assimétrico de 125 mm (carregamento externo 3978 N - tensão na válvula de 8 V)

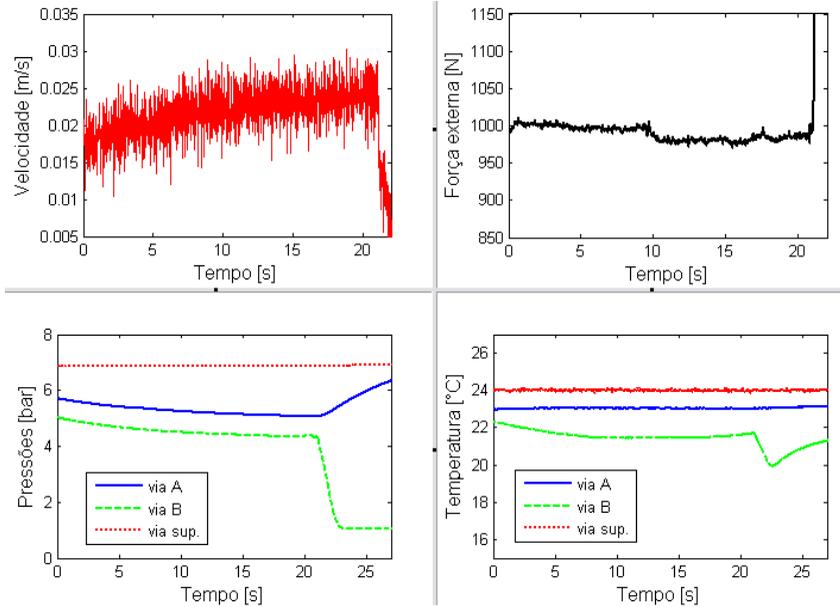


Figura 5.35 - Ensaio experimentais - cilindro assimétrico de 125 mm (carregamento externo 983,9 N - tensão na válvula de 8 V)

5.2.2.4 Ensaio com Cilindro Assimétrico de 125 mm - Recuo

Para a situação de recuo, utilizou-se a mesma metodologia que no caso do avanço. A Figura 5.36, apresenta as curvas obtidas como resultado de simulações numéricas, empregando dados de catálogo e dados experimentais, como também os experimentos representados através dos pontos na figura correspondente.

A simulação numérica utilizando dados de catálogo foi realizada com os parâmetros apresentados na Tabela 5.1, exceto a razão de áreas, para as quais, nesta situação, utilizou-se um valor igual a $r_{ar}=0,9344$.

A simulação segundo dados experimentais foi realizada segundo os parâmetros apresentados na Tabela 5.6. Nota-se que o valor da relação de pressões crítica média e da razão de condutâncias sônicas é idêntico a ensaios anteriores, pois foi utilizada a mesma válvula para os ensaios de ambos os atuadores.

Para cada valor de força externa ensaiada é possível obter um valor da relação de temperaturas, porém, o valor apresentado na Tabela 5.6 corresponde a um valor médio de todos os ensaios realizados quando aplicada uma tensão de 0 V na válvula.

Tabela 5.6 - Parâmetros conjunto válvula-cilindro segundo ensaios experimentais - cilindro assimétrico 125 mm - Recuo

$b = b_{mre} (b_{P-B} + b_{A-E2}) / 2$	$p_o [Pa]$
0,40235	$1,0133 \times 10^5$
$r_{Cre} = C_{P-B} / C_{A-E2}$	$p_s [Pa]$
0,9686	7×10^5
$r_{Tre} = T_B / (T_S * T_A)^{1/2}$	r_{ar}
1,006648	0,9344

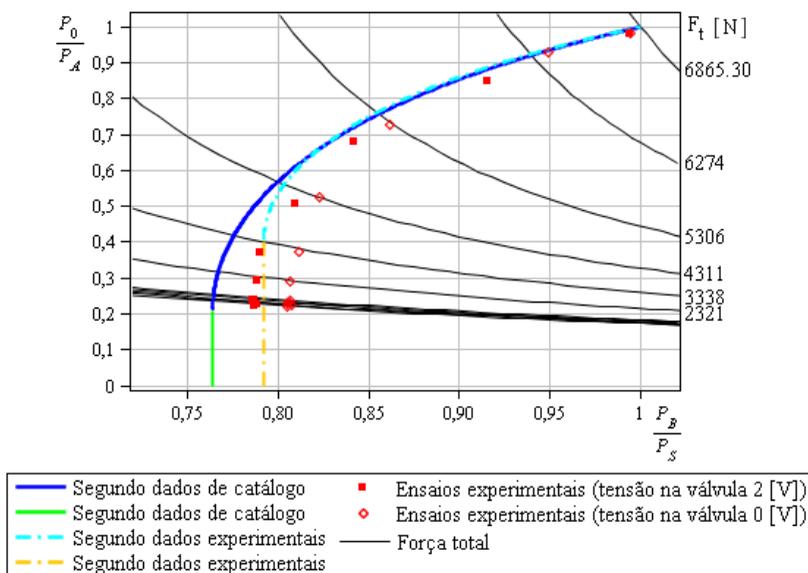


Figura 5.36 - Comparação de simulações e experimentos na situação de recuo - cilindro assimétrico 125 mm

Na Figura 5.36, não se consegue visualizar qual é o comportamento dos ensaios experimentais quando submetido a valores de força inferiores a 2321 N, de modo que se apresenta na Figura 5.37 esta situação.

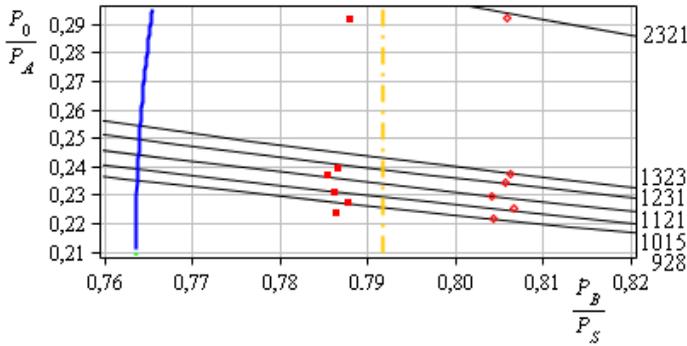


Figura 5.37 - Ampliação da Figura 5.36

Apresenta-se na Figura 5.38, Figura 5.39 e Figura 5.40 o comportamento das diferentes variáveis envolvidas na determinação do ponto operacional experimental, quando o sistema é submetido a diferentes valores de carregamentos externos.

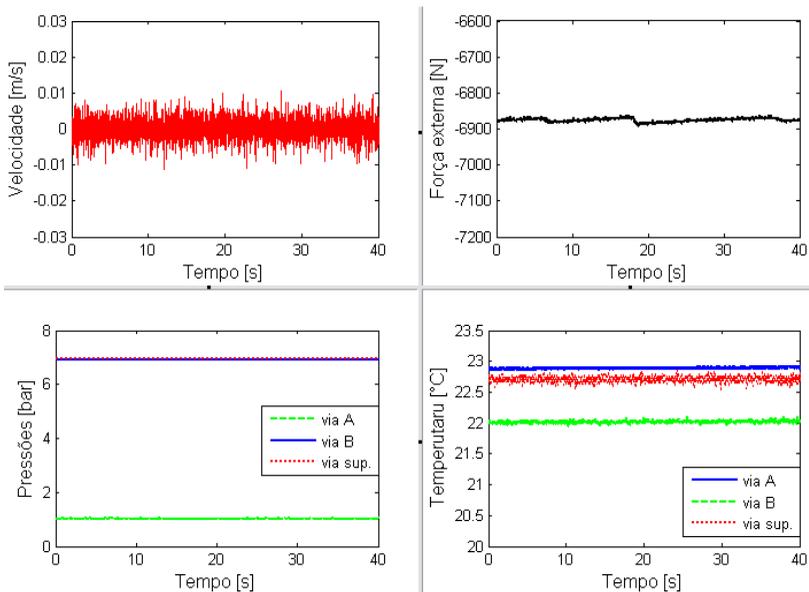


Figura 5.38 - Ensaios experimentais - cilindro assimétrico de 125 mm (carregamento externo - 6877 N - tensão na válvula de 0 V)

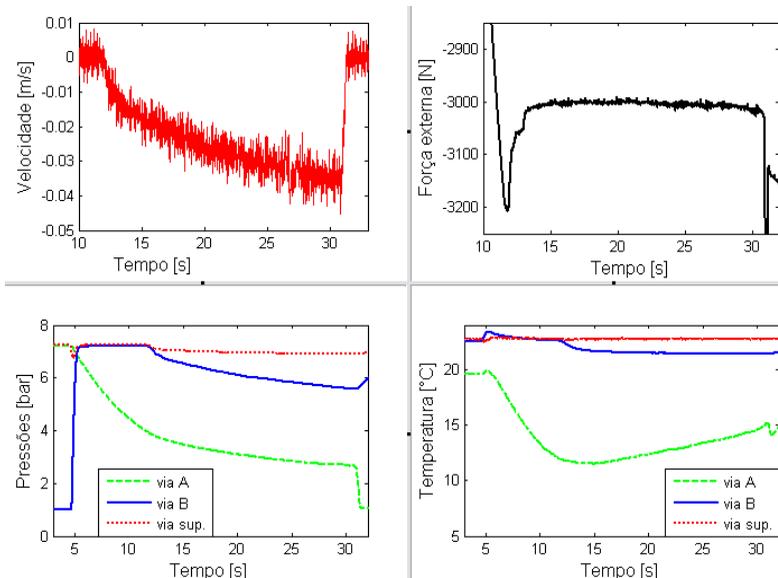


Figura 5.39 - Ensaio experimentais - cilindro assimétrico de 125 mm (carregamento externo - 3013 N - tensão na válvula de 0 V)

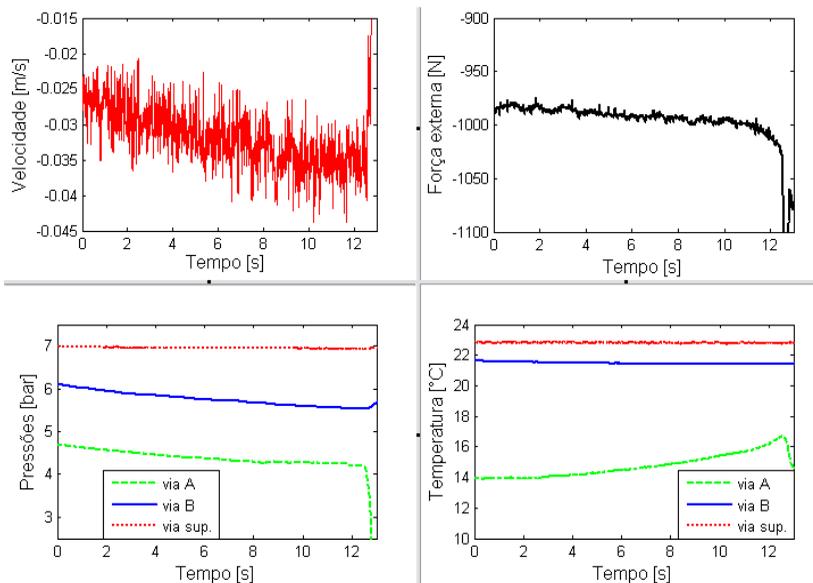


Figura 5.40 - Ensaio experimentais - cilindro assimétrico de 125 mm (carregamento externo - 997,7 N - tensão na válvula de 0 V)

5.2.3 Influência dos parâmetros (b_m , r_{ar} , r_C , r_T) no comportamento do sistema.

Como exposto em OLIVEIRA (2009), a Figura 5.41 e a Figura 5.42 apresentam o comportamento da relação das razões de pressões no sistema para a situação de avanço e recuo, quando submetido a diferentes valores da razão de pressões crítica.

Observa-se que a saturação do escoamento em ambas as figuras, à medida que o valor de b vai aumentando, ocorre na direção de maiores valores da razão de pressões p_A/p_S (avanço) e p_B/p_S (recuo).

Ao mesmo tempo, observa-se que, a partir de determinado valor da relação das razões de pressões, o valor da razão de pressão crítica (b), não tem nenhuma influência no comportamento do sistema. Porém, o valor de b influencia na determinação da velocidade máxima do atuador, como será apresentado na seqüência deste trabalho.

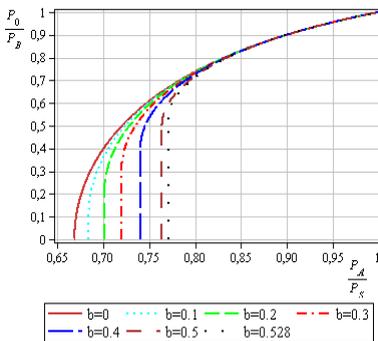


Figura 5.41 - Diferentes valores da razão de pressão crítica - Avanço ($r_{ar}=0,9$, $r_{Cav}=1$, $r_{Tav}=1$)

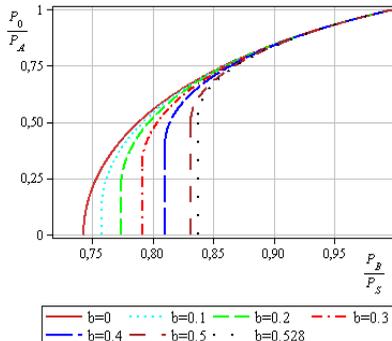


Figura 5.42 - Diferentes valores da razão de pressão crítica - Recuo ($r_{ar}=0,9$, $r_{Cre}=1$, $r_{Tre}=1$)

Em função das normas que padronizam os cilindros pneumáticos, apresenta-se na Tabela 2.3 uma grande quantidade de valores das razões de áreas encontradas em catálogos de fabricantes. Ao mesmo tempo, arredondaram-se alguns valores para facilitar o estudo.

Na Figura 5.43 e Figura 5.44 apresenta-se o comportamento das razões de pressões no sistema quando mantidos constantes os valores da razão de condutância sônica, da relação de pressão crítica média, e da relação de temperaturas, mudando unicamente o valor da razão de áreas, de maneira a visualizar o efeito que elas provocam.

Na situação de avanço, à medida que o valor da razão de áreas aumenta, as curvas se vão deslocando na direção de maiores valores da razão de pressões p_A/p_S .

Situação inversa acontece para o movimento de recuo, pois nas equações que determinam o seu comportamento está presente a constante r_{pre} , sendo este inversamente proporcional à razão de áreas para esta situação. Este é o motivo pelo qual à medida que r_{ar} aumenta, as pressões diminuem.

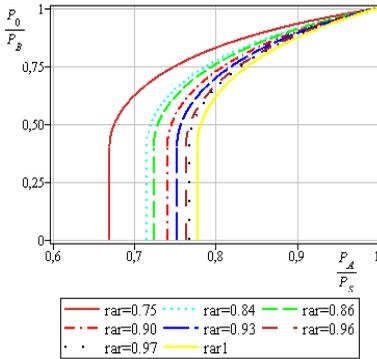


Figura 5.43 - Diferentes valores da razão de áreas - Avanço ($b_{mav}=0,4$, $r_{Cav}=1$, $r_{Tav}=1$)

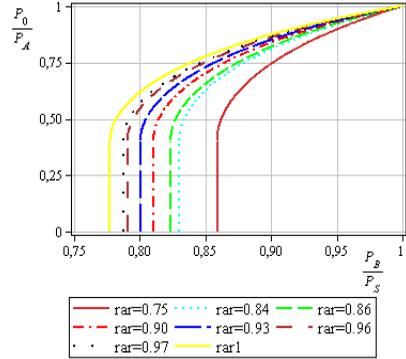


Figura 5.44 - Diferentes valores da razão de áreas - Recuo ($b_{mre}=0,4$, $r_{Cre}=1$, $r_{Tre}=1$)

A seguir, apresenta-se a influência da razão de condutância sônica no comportamento do sistema.

Lembra-se que para a situação de avanço foi proposta a razão $r_{Cav}=C_{P-A}/C_{B-E1}$ que foi estabelecida considerando a configuração proposta na Figura 2.5. Na situação de recuo, a razão de condutâncias sônicas considerada é $r_{Cre}=C_{P-B}/C_{A-E2}$.

É importante esclarecer que, caso a válvula mantenha sua disposição e o cilindro seja montado de uma forma diferente, por exemplo, em sentido contrário ao utilizado neste trabalho, a razão de condutâncias sônicas será a inversa.

Apresenta-se na Figura 5.45 e Figura 5.46, o comportamento da relação das razões de pressões quando o sistema é submetido a diferentes valores da razão de condutância sônica. Geralmente, estes valores são muito próximos da unidade, porém valores abaixo de 0,95 e maiores que 1,05, começam a ter um efeito significativo no comportamento do sistema.

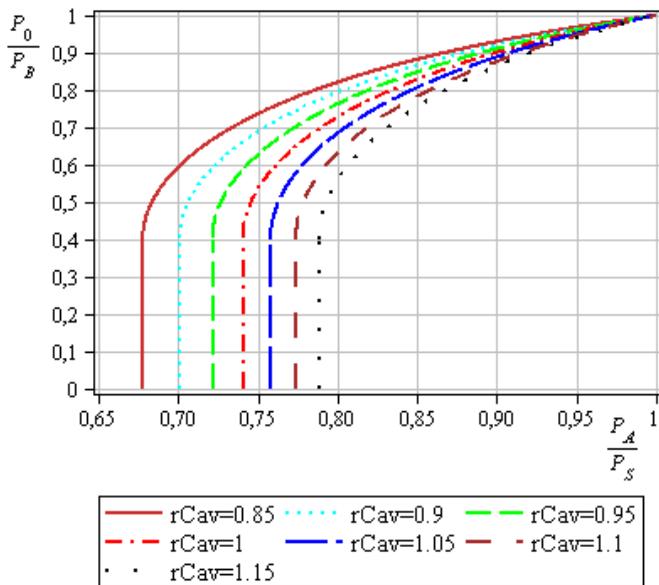


Figura 5.45 - Diferentes valores da razão de condutância sônica -Avanço
($b=0,4, r_{ar}=0,9, r_{Tav}=1$)

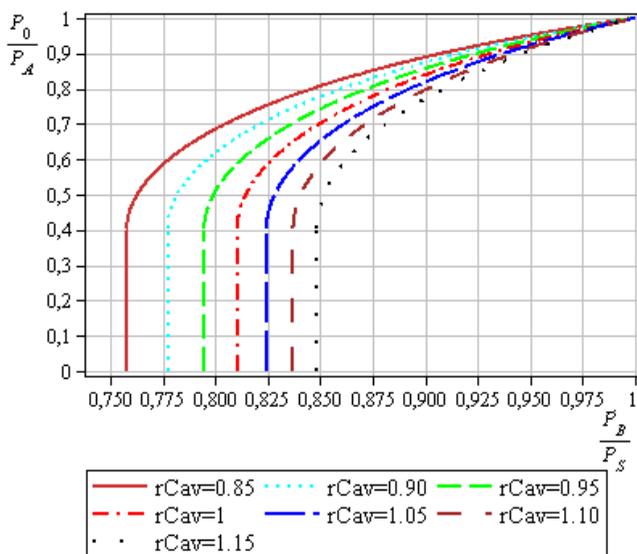


Figura 5.46 - Diferentes valores da razão de condutância sônica -Recuo
($b=0,4, r_{ar}=0,9, r_{Tre}=1$)

No que se refere à temperatura, quando se realizou os diferentes ensaios experimentais do conjunto válvula-cilindro, observou-se como varia a temperatura do ar nas diferentes vias da válvula à medida que o conjunto haste/êmbolo do atuador se desloca.

No entanto, quando do cálculo realizado para determinar a relação de temperaturas, percebeu-se que este parâmetro é praticamente igual à unidade, mesmo quando os ensaios são realizados com valores de força externas muito diferentes.

Simulações numéricas foram realizadas para observar o efeito que elas provocam no comportamento da relação das razões de pressões, mantendo os demais parâmetros (b_m , r_{ar} e r_C) com valores constantes.

Na Figura 5.47 e Figura 5.48, apresenta-se o comportamento da relação de temperaturas, lembrando que, para as situações de avanço e recuo, estabeleceram-se as seguintes relações: $r_{Tav}=T_A/(T_S*T_B)^{1/2}$ e $r_{Tre}=T_B/(T_S*T_A)^{1/2}$.

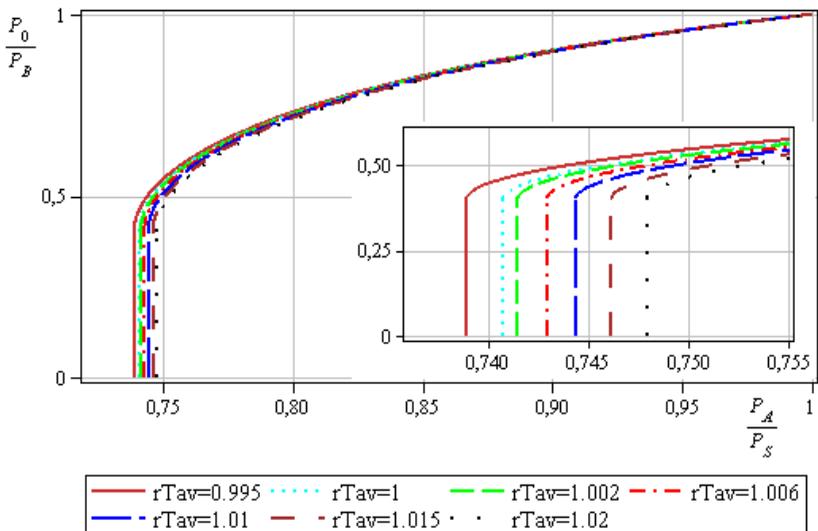


Figura 5.47 - Diferentes valores da relação de temperaturas - Avanço ($b=0,4$, $r_{ar}=0,9$, $r_{Cav}=1$)

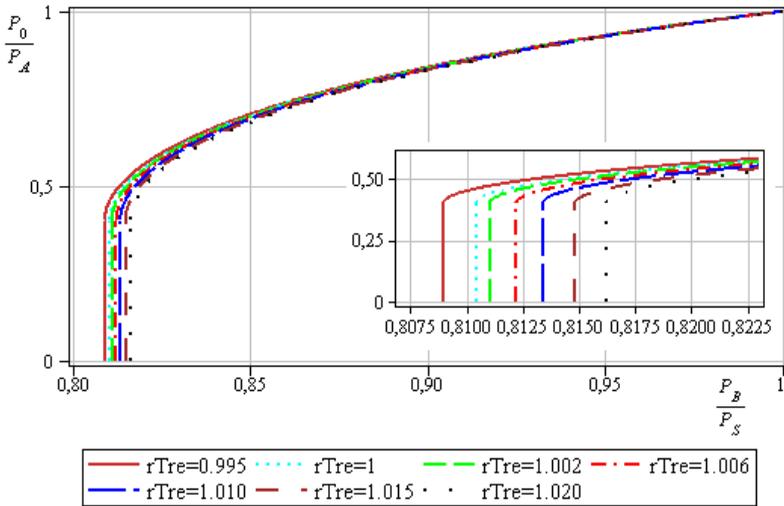


Figura 5.48 - Diferentes valores da relação de temperaturas - Recuo ($b=0,4, r_{ar}=0,9, r_{Cre}=1$)

5.3 Determinação da Velocidade

Qualquer que seja o método de dimensionamento utilizado, é requisito indispensável dimensionar uma válvula que satisfaça a velocidade requerida de projeto. Desta maneira, apresenta-se a seguir como determinar a velocidade, uma vez definido o ponto de operação sob o qual o sistema vai operar.

Utilizando as equações de escoamento sônico e subsônico descritos na Norma ISO 6358, é possível determinar o comportamento da vazão mássica em função da razão de pressões, como apresentado na Figura 4.1.

Rearranjando os termos da Equação (4.7), a qual descreve a vazão mássica em regime de escoamento subsônico, chega-se à Equação (5.1), onde σ_{av} representa a razão entre a vazão mássica de P para A (q_{mA}) pela condutância sônica da válvula (C).

$$\sigma_{av} = \frac{q_{mA}}{C} = p_S \rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_S}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_A - b_{mav}}{p_S} \right)^2} \quad (5.1)$$

Uma vez determinado o ponto de operação ideal do sistema pneumático, dispõe-se da informação do valor da razão de pressão p_A/p_S

(no caso de avanço) e do valor da razão de pressões crítica média de avanço (b_{mav}), de forma que pode-se calcular numericamente o valor de σ_{av} utilizando a Equação (5.1).

Por sua vez, também é possível representar graficamente esta equação, como se observa na Figura 5.49, por meio da linha curva cheia em cor vermelha.

Este gráfico foi obtido por meio de simulação numérica com um valor de $b_{mav}=0,4$, $p_s=7 \times 10^5$ Pa, $p_0=1.0133 \times 10^5$ Pa, e $\rho_0=1205$ Kg/m³. Nesta situação, considerou-se que a temperatura atmosférica é igual à temperatura de suprimento.

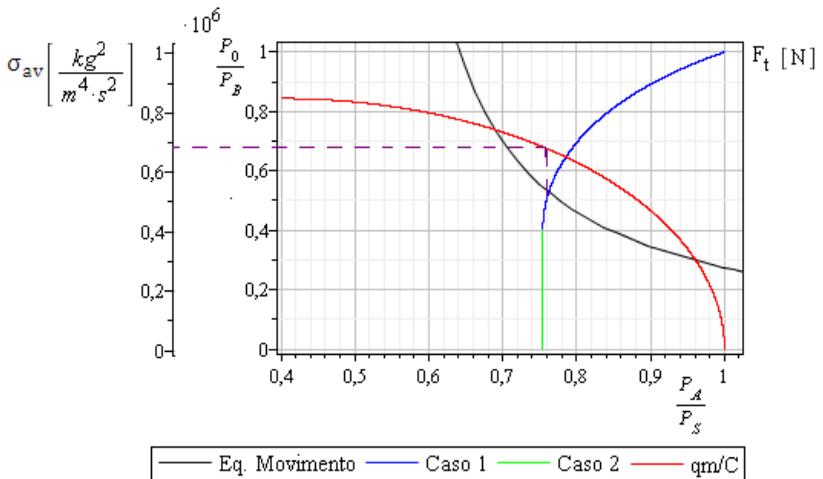


Figura 5.49 - Relação entre a vazão mássica e o C da válvula

Na Figura 5.49, a partir do ponto de operação ideal, é possível traçar uma linha reta até a curva de q_{mA}/C e uma linha horizontal até o eixo da ordenada correspondente e, desta maneira, é possível determinar graficamente o valor de σ_{av} .

Por sua vez, a Equação (4.4), apresentada na Seção 4.2 do Capítulo 4, descreve a equação da vazão mássica para a via A, onde nota-se que esta depende da velocidade de deslocamento do cilindro, da massa específica e da área da câmara A.

A partir da Equação (5.1) é possível determinar a seguinte relação:

$$q_{mA} = \sigma_{av} C \tag{5.2}$$

Igualando a Equação (4.4) com a (5.2), é possível determinar o valor da velocidade como apresentado a seguir:

$$v = \frac{\sigma_{av}C}{\rho_A A_A} \quad (5.3)$$

Observa-se nesta equação, que a velocidade de deslocamento do cilindro é diretamente proporcional ao valor da condutância sônica da válvula e inversamente proporcional ao valor da área da câmara.

Um maior valor do parâmetro C implica em uma válvula maior, ou seja, uma maior vazão mássica e, conseqüentemente, um aumento na velocidade de deslocamento do atuador. No entanto, um cilindro de maior área implica em maior volume de ar a movimentar, provocando uma queda na velocidade sempre que sejam mantidos os demais parâmetros num valor constante.

Quando se dimensiona um sistema pneumático, pretende-se escolher o menor cilindro que consiga movimentar a força desejada, e a menor válvula que desloque o atuador à velocidade requerida de projeto (máxima velocidade).

Desta maneira, sugere-se que o sistema pneumático seja projetado para operar perto da região de saturação, pois é nesta região onde ocorre a maior vazão mássica e, como conseqüência, a máxima velocidade de deslocamento do atuador. Qualquer ponto que se encontre a direita do ponto operacional ideal tem como efeito uma vazão mássica menor e uma pressão na linha de trabalho, p_A (avanço) ou p_B (recuo), maior.

No entanto é na região de saturação onde o parâmetro b da válvula tem maior influência e, por esta razão, é importante que os fabricantes de válvulas forneçam valores confiáveis e precisos.

Os resultados apresentados acima se referem ao caso particular do cilindro no avanço, sendo os resultados equivalentes para a situação de recuo.

Em função dos resultados apresentados neste capítulo, pode-se concluir que o modelo matemático proposto, representa de forma coerente o comportamento de um sistema pneumático quando aplicado a determinação do ponto operacional.

Os resultados experimentais e simulações numéricas confirmaram o ponto operacional previsto, permitindo ao mesmo tempo, compreender a influência da velocidade não constante sobre as condições da pressão no sistema.

Esta pesquisa demonstra a importância de que os fabricantes, principalmente de válvulas, forneçam dados precisos, pois uma pequena alteração principalmente do valor da razão de pressões crítica pode ocasionar um superdimensionamento ou um subdimensionamento do sistema.

Desta forma, acredita-se que existem as condições e ferramentas para propor um método de cálculo sob esta nova concepção para o dimensionamento de sistemas pneumáticos, como será apresentado no Capítulo 6.

CAPÍTULO 6

MÉTODO DE DIMENSIONAMENTO DE SISTEMAS PNEUMÁTICOS

Neste capítulo é apresentado o método de cálculo proposto para o dimensionamento de sistemas pneumáticos e, também, são apresentados dos estudos de caso reais, correspondentes a, um sistema pneumático on-off e, a um sistema pneumático de posicionamento.

6.1 Introdução

Quando se dimensiona um sistema pneumático, pretende-se escolher o menor cilindro que consiga movimentar a carga desejada e a menor válvula que desloque o atuador à velocidade requerida pelo projeto. Desta maneira, o método de dimensionamento que será apresentado neste capítulo visa especificar a válvula pneumática e o atuador linear, de modo a garantir uma força (F_i) e uma velocidade (v) de atuação, adequadas ao projeto.

6.2 Método de Cálculo Proposto

Primeiramente ressaltam-se alguns aspectos sobre as condições do dimensionamento do sistema.

A pressão de operação que deve ser empregada em um sistema pneumático depende do desempenho desejado para o sistema. Ao optar pela mais elevada pressão de suprimento possível, obtém-se o máximo desempenho dinâmico, ou seja, o sistema desenvolve uma maior velocidade, ao mesmo tempo em que melhora a precisão do posicionamento. Porém, a velocidade em regime permanente é independente do nível da pressão de suprimento quando a exaustão do ar comprimido ocorre em regime sônico saturado (válvula saturada), de modo que o nível da pressão de suprimento só afeta a aceleração.

Conforme OLIVEIRA (2009), o emprego de baixa pressão de suprimento é vantajoso do ponto de vista econômico já que reduz o custo na geração do ar comprimido. Assim, há um compromisso em relação à escolha da pressão de suprimento adequada. Se, por um lado, deve-se escolher a pressão de suprimento a fim de maximizar a eficiência em termos de custo, por outro, deve-se selecioná-la para aumentar o desem-

penho dinâmico, que corresponde a mais alta pressão de suprimento disponível.

Vários autores recomendam que a pressão de suprimento não ultrapasse u 80% do valor da pressão disponível na rede de ar (p_{rede}) no local de trabalho, sendo isto:

$$p_s \leq 0,80p_{rede} \quad (6.1)$$

Quanto à configuração do atuador, entende-se que esta decisão já vem da etapa de concepção do sistema e agora só será utilizada como um dado para o método de cálculo. Ou seja, o método pressupõe que o projetista escolheu de antemão a configuração do cilindro, ou seja, se cilindro simétrico ou assimétrico.

Por sua vez, a velocidade de deslocamento do conjunto êmbolo/haste merece uma atenção especial por tratar-se de um método que pretende ser válido tanto para sistemas on-off quanto para sistemas de posicionamento contínuo.

Como comentado neste trabalho, esta pesquisa baseou-se na condição de regime permanente. Nos sistemas pneumáticos on-off, a velocidade constante é a exigência operacional do sistema e, sendo assim, o cálculo da velocidade máxima aproximada é realizada por meio da Equação (6.2), que corresponde à razão entre a variação do deslocamento do atuador (Δx_d) com o tempo de deslocamento desejado (Δt_d).

$$v_{max} = \frac{\Delta x_d}{\Delta t_d} \quad (6.2)$$

No entanto, tratando-se de sistemas de posicionamento, a condição operacional que determina o tamanho mínimo exigido para a válvula está estabelecida no meio do trajeto entre as duas posições em regime permanente e é geralmente nesta região onde a velocidade máxima ocorre.

No trabalho realizado no Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos (LASHIP), que trata sobre a sistematização do projeto preliminar de circuitos hidráulicos com controle de posição (FURST, 2001), é apresentado um fluxograma para o dimensionamento estático e dinâmico de um sistema de posicionamento hidráulico.

No trabalho mencionado, foi apresentado o equacionamento completo que descreve a resposta de um sistema de 1^{ra} e 2^{da} ordem, de forma que na presente dissertação transcrevem-se unicamente as equações que determinam a velocidade máxima para um sistema de 2^a ordem subamortecido e com amortecimento crítico.

A nomenclatura utilizada a seguir corresponde ao trabalho acima mencionado.

➤ **Sistema subamortecido ($0 < \xi < 1$)**

A resposta no tempo de um sistema de 2^{da} ordem, quando submetido a um sinal de entrada em degrau de amplitude (u_d) é o apresentado na Equação (6.3) ou (6.4), dependendo da preferência do projetista.

A amplitude do degrau (Δx_d) corresponde ao ganho em regime permanente (K_{RP}) multiplicado pela amplitude do sinal de entrada, sendo $\Delta x_d = K_{RP}u_d$.

$$y(t) = K_{RP}u_d \left[1 - e^{-\xi\omega_n t} \cos\omega_d t - e^{-\xi\omega_n t} \frac{\xi}{\sqrt{1-\xi^2}} \operatorname{sen}\omega_d t \right]; \quad (t \geq 0) \quad (6.3)$$

ou

$$y(t) = K_{RP}u_d \left[1 - \frac{e^{-\xi\omega_n t}}{\sqrt{1-\xi^2}} \operatorname{sen}\left(\omega_d t + \tan^{-1}\left(\frac{\sqrt{1-\xi^2}}{\xi}\right)\right) \right]; \quad (t \geq 0) \quad (6.4)$$

Nas Equações acima se tem $\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2}$,

A velocidade máxima ocorre no instante em que a aceleração é nula, ou seja:

$$t = \frac{1}{\omega_d} \tan^{-1} \frac{\sqrt{1-\xi^2}}{\xi}$$

Portanto, a velocidade máxima é dada por:

$$v_{max} = K_{RP}u_d\omega_n e^{-\xi\omega_n t} \quad (6.5)$$

➤ Sistema com amortecimento crítico ($\zeta = 1$)

A resposta no tempo de um sistema com amortecimento crítico, é dada pela Equação (6.6) descrita a seguir.

$$y(t) = K_{RP}u_d[1 - e^{-\xi\omega_n t}(1 + \omega_n t)]; t \geq 0 \quad (6.6)$$

Nesta situação, a velocidade máxima ocorre no instante, $t = \frac{1}{\omega_n}$, sendo expressa por:

$$v_{max} = K_{RP}u_d \frac{\omega_n}{e} \quad (6.7)$$

Segundo FURST (2002), para sistemas de 2ª ordem, tem-se que a constante de tempo (τ) associada às equações de um sistema subamortecido é dada por $\tau = \frac{1}{\xi\omega_n}$, ou seja, para uma dada frequência natural (ω_n), a constante de tempo é função do razão de amortecimento (ξ). Assim, utilizando o critério de faixa de tolerância para a resposta em regime permanente (OGATA, 1993), tem-se que para uma razão de amortecimento na faixa de ($0 < \xi < 0,9$) o tempo de acomodação é dado por:

$$t_s = 4\tau = \frac{4}{\xi\omega_n}; \quad \text{para um critério de 2\%}$$

$$t_s = 3\tau = \frac{3}{\xi\omega_n} \quad \text{para um critério de 5\%}$$

No caso de $\xi=1$, o tempo de acomodação pode ser estimado em:

$$t_s = 6\tau = \frac{6}{1\omega_n}; \quad \text{para um critério de 2\%}$$

$$t_s = 5\tau = \frac{5}{1\omega_n}; \quad \text{para um critério de 5\%}$$

Na Figura 6.1, apresenta-se a resposta de um sistema de 2ª ordem com amortecimento crítico quando aplicado um sinal de entrada em degrau, como também se observa a região onde ocorre a velocidade máxima.

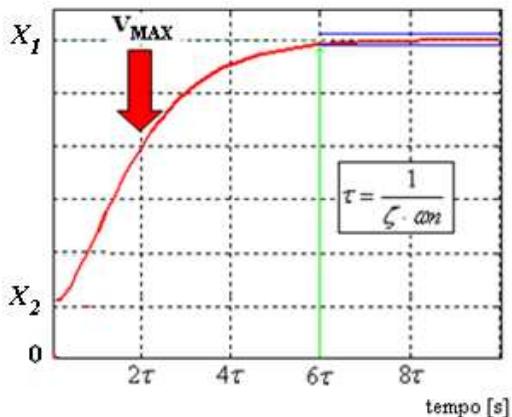


Figura 6.1 - Tempo de resposta de um sistema de 2ª ordem com amortecimento crítico

Como apresentado na introdução do capítulo, o método de cálculo descrito a seguir, visa escolher o menor cilindro que consiga movimentar a carga desejada e a menor válvula que desloque o atuador à velocidade requerida pelo projeto.

O fluxograma de dimensionamento pneumático, apresentado na Figura 6.3, é válido para situações em que o cilindro está em movimento de avanço ou em movimento de recuo, e nas situações em que a configurações do cilindro, seja simétrica ou assimétrica.

Para determinadas aplicações práticas, onde existam requisitos que devam ser satisfeitos para o movimento de avanço e para o movimento de recuo, é necessário aplicar o método para ambos os movimentos, avanço e posteriormente o recuo, o vice-versa, determinando em cada um dos movimentos, um conjunto válvula e cilindro, conforme apresentado na Figura 6.2.

Assim, os valores dos componentes alcançados, deverão ser comparados e, logo, deverá escolher-se o maior conjunto válvula e cilindro, de forma que ambos os requisitos sejam satisfeitos.

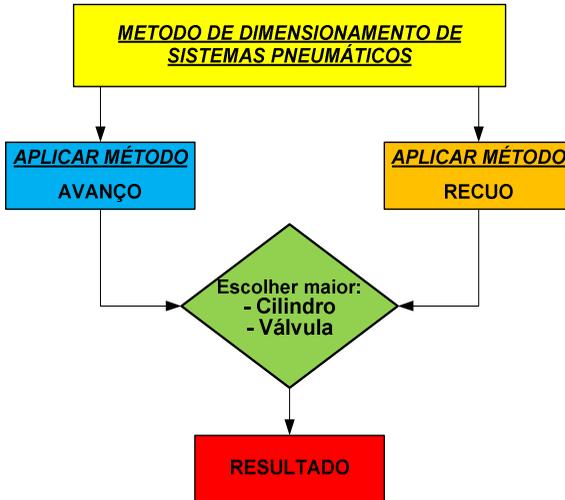


Figura 6.2 - Método de dimensionamento de sistemas pneumáticos

Normalmente, quando se dimensiona sistemas pneumáticos, têm-se alguns dos seguintes requisitos de projeto pertinentes ao desempenho tais como:

- ✓ Força externa (F_{ext}),
- ✓ Velocidade (v),
- ✓ Deslocamento do atuador (Δx_d),
- ✓ Tempo de acomodação necessário (t_s) (caso sistemas de posicionamento),
- ✓ Amplitude do deslocamento (Δx_d) (caso sistemas de posicionamento),
- ✓ Pressão de suprimento (p_s),
- ✓ Configuração do atuador.

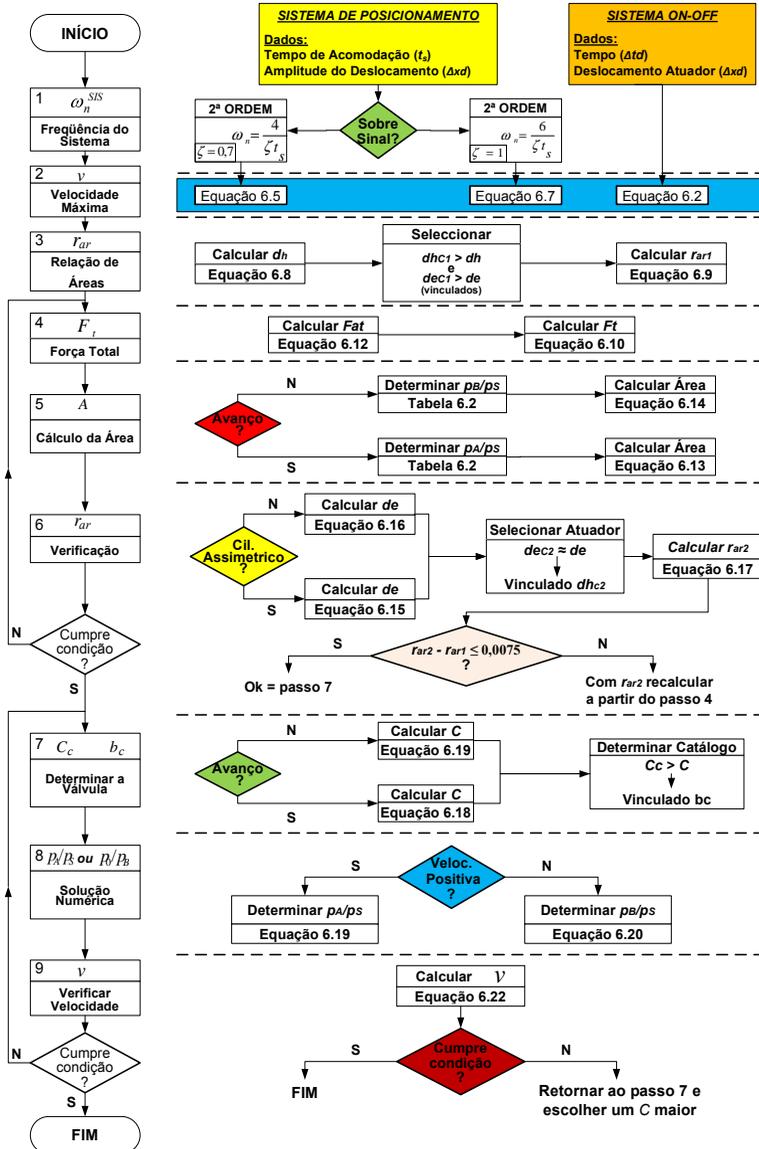


Figura 6.3 - Fluxograma de dimensionamento pneumático

Conforme fluxograma do dimensionamento, apresentado na Figura 6.3, inicia-se o procedimento de cálculo, avaliando se o sistema pneumático é um sistema de posicionamento ou um sistema on-off.

Se o projeto pneumático é realizado para um sistema de posicionamento, a etapa inicial consiste em avaliar se o sistema pode ou não ter sobre sinal, ou seja, se o sistema permite um valor de pico na curva da resposta do tempo.

Em casos em que o sobre sinal é permitido, adota-se como modelo preliminar para um posicionador pneumático uma representação de 2ª ordem com uma razão de amortecimento $\xi = 0,7$ e, de posse do tempo de acomodação desejado (t_s), calcula-se a frequência natural (ω_n).

Se o sobre sinal não é permitido, o projetista calcula a frequência natural, com uma razão de amortecimento $\zeta = 1$ e o correspondente tempo de acomodação.

Uma vez definido sob qual modelo preliminar será feita a avaliação, inicia-se o segundo passo do procedimento de cálculo, que consiste em determinar a velocidade máxima. O cálculo será realizado por meio da Equação (6.5) para $\zeta = 0,7$, ou utilizando a Equação (6.7) para $\zeta=1$.

Tratando-se de um sistema on-off, onde geralmente tem-se como dados de entrada o deslocamento desejado do atuador (Δx_d) e o tempo de posicionamento desejado (Δt_d), calcula-se a velocidade máxima por meio da Equação (6.2).

Antes de prosseguir com as etapas subseqüentes da proposta de cálculo, é importante mencionar que geralmente os métodos tradicionais de dimensionamento iniciam com o cálculo do valor da área mínima necessária no êmbolo do cilindro, conhecendo o valor da força externa e supondo uma queda de pressão (Δp) na válvula, geralmente de $0,5 \times 10^5$ Pa a $0,7 \times 10^5$ Pa.

Este procedimento é válido para situações estáticas. Porém, como foi apresentado no Capítulo 5, próximo da região de saturação da válvula, independentemente de o movimento ser de avanço ou recuo, a força externa (nestas condições de pressão e velocidade de deslocamento do conjunto haste/êmbolo) é menor que o máximo valor de força disponível no atuador na condição de estado estacionário.

Por esta razão, pretende-se determinar as características de um cilindro que garanta o suprimento da força externa requerida, garantindo, ao mesmo tempo, que o ponto de operação ideal esteja localizado perto da região de saturação da válvula.

Inicia-se, desta maneira, a terceira etapa do procedimento de cálculo, que consiste em determinar a razão de áreas do atuador. Para isto, calcula-se inicialmente o diâmetro mínimo da haste necessário para suportar, de forma estável, cargas axiais de compressão sobre a haste, em determinadas condições específicas de vinculação.

Neste trabalho, utilizou-se o critério apresentado em LINSINGEN (1998). A variável em questão é determinada por meio da Equação (6.8), onde S corresponde a um fator de segurança, sendo que LINSINGEN (1998) adota um valor de 3.5, enquanto que outros autores como, por exemplo, BOLLMANN (1998) adotam valores na faixa de 5 a 15, de modo que o valor a ser utilizado fica a critério do projetista.

$$d_h = \left(\frac{2,06SF_{ext}c^2}{E_m} \right)^{0,25} \quad (6.8)$$

Na Equação (6.8), o módulo de elasticidade do material (E_m) tem um valor aproximado para aços igual a 200×10^9 N/m². O símbolo F_{ext} corresponde ao valor da força externa, enquanto que o valor do comprimento livre da flambagem (c) a ser substituído na Equação (6.8) é função das diferentes condições de montagem do cilindro e do comprimento total cilindro/haste entre apoios, com a haste totalmente avançada. Esse valor, para alguns casos típicos de montagem, pode ser obtido através da Figura 6.4.

Para determinadas condições de montagem, o valor do parâmetro L não é um valor simples de conhecer, devido a que o mesmo é obtido como a soma do curso do cilindro mais uma distância que é correspondente ao tipo de fixação do atuador, e a sua vez, é dependente do tamanho do cilindro. Situação que pode ser observada em vários catálogos de fabricantes. Esta distância é uma característica particular do modelo e de cada fabricante de cilindros.

Devido a este fato, é necessário conhecer inicialmente o valor aproximado do cilindro que será utilizado, para isto, determina-se o valor da área mínima como a razão entre a força externa aplicada à haste e a pressão de suprimento, ou seja, $A_{min} = F_{ext}/p_S$. Com o valor da área, é possível calcular o valor do diâmetro do êmbolo, e assim, adotar um valor aproximado do parâmetro L , o qual será utilizado para determinar o comprimento livre da flambagem.

Tipo de carga	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
Representação gráfica				
Comprimento livre de flambagem	$c = 2L$	$c = L$	$c = L \sqrt{1/2}$	$c = L / 2$
Situação de montagem para cilindros hidráulicos				

Figura 6.4 - Comprimento livre da flambagem conforme tipo de montagem (LINSINGEN, 2008)

Determinado o valor do d_h mínimo necessário, e tendo inicialmente um valor aproximado do d_e , o próximo passo é procurar em catálogos de fabricantes de cilindros, um valor de haste comercial (d_{hc1}) maior em relação ao calculado, ou seja, $d_{hc1} > d_h$, e um valor do diâmetro do êmbolo comercial (d_{ec1}) maior em relação ao calculado, ou seja, $d_{ec1} > d_e$. Como apresentado na Tabela 2.2 e, rerepresentada na Tabela 6.1, os diâmetros de êmbolo e haste estão vinculados, de forma, que deverá escolher-se um cilindro comercial que cumpra ambos os requisitos recentemente descritos.

Tabela 6.1 - Diâmetros de cilindros pneumáticos segundo normas ISO, VDMA e NBR

		N O R M A S		
		ISO 6432	ISO 6431 e VDMA 24562	NBR 12602
		<i>Diâmetro Haste [mm]</i>		
Diâmetro Êmbolo	[mm]	8	4	
		10	4	
		12	6	
		16	6	
		20	8	
		25	10	
		32		12
		40		16
		50		16
		63		20
		80		20
		100		25
		125		25
		160		32
		200		32
		250		40
		320		50

A partir de ambos os diâmetros comerciais é possível calcular o valor da razão de áreas de catálogo (r_{arc1}), por meio da seguinte equação.

$$r_{arc1} = \frac{A_B}{A_A} \tag{6.9}$$

Neste momento, o projetista deverá ter a precaução de calcular a r_{arc1} em função da configuração do cilindro, simétrico ou assimétrico.

Determinada a razão de áreas, inicia-se a quarta etapa do procedimento de cálculo que consiste em determinar a força total a ser vencida pelo atuador, sendo esta a soma da força de atrito com a força externa, segundo a Equação (6.10).

$$F_t = F_{ext} + F_{at} \tag{6.10}$$

A força externa geralmente é um dado de projeto, sendo que a força de atrito é uma variável difícil de determinar sem realizar os correspondentes ensaios no cilindro.

Um sistema de posicionamento pneumático tem muitas desvantagens que deverão ser superadas pelo sistema de controle. Segundo VIEIRA (1998) e NOURI *et al.*, (2000), a mais complexa não-linearidade neste tipo de sistema é a força de atrito no atuador e isto faz com que o controle da posição do atuador seja mais difícil porque pode causar erros de posição em regime permanente e erros de seguimento da trajetória, ciclo limite em torno da posição desejada (*hunting*) e movimentos de *stick-slip*. Conhecer a força de atrito em atuadores pneumáticos é um passo de suma importância para obter um controle preciso e um projeto adequado (ANDRIGHETTO *et al.*, 2005).

Segundo VALDIERO (2005) o atrito é um fenômeno multifacetado que exibe diversas características não lineares. Tais características são compostas pelos bem conhecidos e clássicos atrito estático, atrito de Coulomb, atrito viscoso e de arrasto, os quais compõem os modelos mais simples baseados em mapas estáticos; mas também são compostas por fenômenos dinâmicos mais complexos, conhecidos como atrito de Stribeck, atrito estático crescente, memória de atrito e deslocamento de predeslizamento. É importante acrescentar que as características de atrito são, em geral, dependentes da estrutura e material dos selos, da velocidade, da temperatura, do sentido de movimento, da lubrificação e do desgaste entre as superfícies, da posição e até mesmo da história do movimento.

Uma vez que está definida a área do cilindro e a pressão de suprimento, é possível calcular a força máxima teórica do atuador, como resultado da área útil multiplicada pela pressão de suprimento.

Para uma escolha inicial da força de atrito, este trabalho utiliza a proposta apresentada em VIRVALO (1995), a qual se baseia na avaliação de uma força de atrito como a diferença entre o atrito estático e o atrito dinâmico. Para uma escolha inicial, pode-se estimar que a força de atrito estático varie aproximadamente na faixa de 5 a 8 % da máxima força teórica do cilindro (Equação (6.11)), enquanto que a força de atrito de Coulomb varia na faixa de 3 a 5% da máxima força de atrito viscoso, sendo esta do mesmo nível que a força estática.

$$F_{atCol} = 3 - 5\%F_{atest} \quad (6.11)$$

$$F_{atest} = 5 - 8\%F_{max} \quad (6.12)$$

Determinada a força total, inicia-se a quinta fase do fluxograma que consiste em determinar a área do atuador de maneira a garantir que a curva da equação de movimento intercepte a curva da válvula justamente no início da saturação desta, ou seja, na interseção da condição 1 com a condição 2. Conforme comentado no Capítulo 4 e 5, esta é a região onde idealmente o sistema deverá operar.

Esta etapa inicia-se determinando se o cilindro está em movimento de avanço ou recuo, ou seja, se a velocidade é positiva ou negativa. Para velocidades positivas, a relação de pressões correspondente é p_A/p_S e p_O/p_B enquanto que para velocidades negativas a relação é p_B/p_S e p_O/p_A .

Com a configuração do atuador, simétrico ou assimétrico, com o valor da razão de áreas determinada no passo 3 do fluxograma e com a escolha do movimento do atuador (avanço ou recuo), ingressa-se na Tabela 6.2 e determina-se o valor da razão de pressões correspondentes.

Note que os valores da razão de área apresentados na Tabela 6.2 são os valores arredondados, de modo que é possível que exista alguma pequena diferença em função dos valores calculados no passo 3.

As razões de pressões apresentadas na Tabela 6.2 foram calculadas por intermédio das Equações (4.19) (avanço) e (4.41) (recuo) considerando uma razão de condutância sônica e relação de temperaturas iguais a um. Ao mesmo tempo, estes valores foram obtidos para uma relação de pressões crítica média de 0,4, que corresponde ao maior valor encontrado em catálogos de fabricantes de válvulas.

Tabela 6.2 - Razões de pressões para o avanço e recuo.

Configuração do Atuador	Razão de áreas r_{ar1}	$p_O/p_B=b_{mav}=0,4$	$p_O/p_A=b_{mre}=0,4$
		Avanço	Recuo
		p_A/p_S	p_B/p_S
Cilindro Assimétrico (mini cilindros)	0,75	0,6698	0,8589
	0,84	0,7149	0,8300
Cilindro Assimétrico	0,84	0,7149	0,8300
	0,86	0,7239	0,8235
	0,90	0,7407	0,8104
	0,93	0,7525	0,8005
	0,96	0,7636	0,7906
	0,97	0,7671	0,7873
Cilindro Simétrico	1	0,7774	0,7774

Com os valores determinados na tabela precedente calcula-se a área do atuador por meio da Equação (6.13) para a situação do avanço (velocidade positiva) ou por meio da Equação (6.14) para o recuo.

As Equações (6.13) e (6.14) foram obtidas, respectivamente, rearranjando os termos da Equação (4.55) e (4.59) apresentadas nos itens 4.3.1 e 4.3.2 do Capítulo 4.

$$A_{av} = \frac{F_t}{p_s \left(\frac{p_A + p_0}{p_s} \left(-\frac{1}{\frac{p_0}{p_B}} r_{ar} + r_{ar} - 1 \right) \right)} \tag{ 6.13 }$$

$$A_{re} = \frac{F_t}{p_s \left(\frac{p_B + p_0}{p_s} \left(-\frac{1}{\frac{p_0}{p_A}} r_{ar} + \frac{1}{r_{ar}} - 1 \right) \right)} \tag{ 6.14 }$$

O valor da área determinada na equação acima garante que o ponto de operação esteja localizado no início da curva da saturação da válvula, ou seja, na extremidade da linha reta vertical, como apresentado na Figura 6.5. A justificativa para escolher este ponto de operação foi apresentada na Seção 5.3 do Capítulo 5.

A Figura 6.5 apresenta a condição de avanço do cilindro com os seguintes dados: $b_{mav}=0,4$; $p_s=7 \times 10^5$ Pa; $d_e=125$ mm que corresponde a uma $r_{ar}=0,96$ e uma $F_t=3525,39$ N.

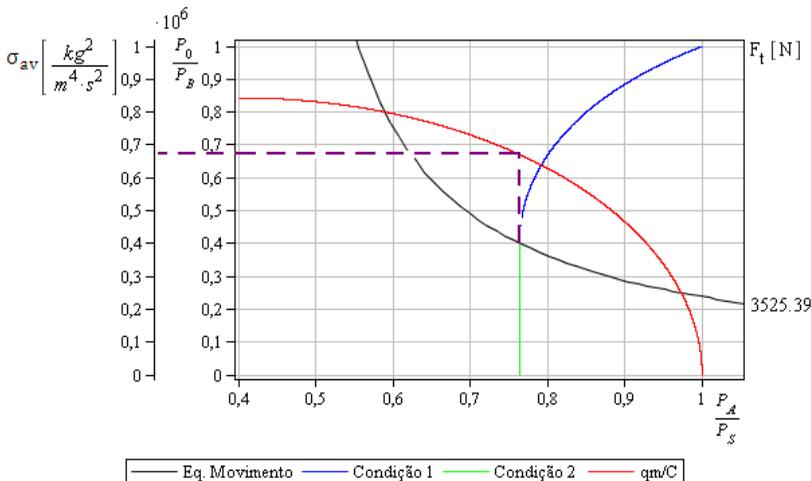


Figura 6.5 - Ponto de operação ideal

A próxima etapa é verificar se a razão de áreas determinada na etapa 3 satisfaz esta condição. Assim, a sexta (6) etapa do procedimento é iniciada calculando, o diâmetro do êmbolo correspondente ao valor da área apresentada na Equação (6.13) ou na Equação (6.14).

Têm-se as diferentes opções apresentadas a seguir segundo cada situação:

➤ Para cilindros assimétricos:

$$A_{av} = A_A \quad \text{ou} \quad A_{re} = A_B - A_h$$

➤ Para cilindros simétricos:

$$A_{av} = A_A - A_h \quad \text{ou} \quad A_{re} = A_B - A_h$$

Para cilindros simétricos em sentido de avanço, o diâmetro do êmbolo é determinado por meio da Equação (6.15), enquanto que se o sentido é de recuo o diâmetro do êmbolo é determinado por meio da Equação (6.16). No entanto, para cilindros assimétricos independentemente do sentido do movimento (avanço ou recuo), o diâmetro do êmbolo é determinado por meio da Equação (6.16).

Nas Equações (6.15) e (6.16) o símbolo da área (A) será substituído pela A_{av} ou pela A_{re} , de acordo com sentido de deslocamento do pistão (avanço ou recuo).

$$d_e = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} \quad (6.15)$$

$$d_e = \sqrt{\frac{4A}{\pi} + d_{hc1}^2} \quad (6.16)$$

Determinado o diâmetro do êmbolo (d_e), o próximo passo é procurar em catálogos de fabricantes um diâmetro do êmbolo (d_{ec2}) próximo ao calculado, ou seja $d_{ec2} \approx d_e$. Da mesma forma que no passo 3, o d_{ec2} esta vinculado a um determinado valor do diâmetro da haste (d_{hc2}), de forma que terá que satisfazer a seguinte condição, $d_{hc2} \geq d_{hc1}$.

A partir de ambos os diâmetros comerciais (d_{ec2} e d_{hc2}) é possível calcular o valor da razão de áreas de catálogo (r_{arc2}), por intermédio da seguinte equação.

$$r_{arc2} = \frac{A_B}{A_A} \quad (6.17)$$

Se a diferença entre o valor da r_{arc2} e o valor da r_{arc1} é menor o igual a 0,0075, deve-se executar o passo 7, caso contrário, reiniciar o

procedimento a partir do passo 4 com os valores de d_{ec2} e d_{hc2} até que esta condição seja satisfeita.

Conforme apresentado na Tabela 2.3 e rerepresentada na Tabela 6.3 o valor de 0,0075 corresponde à máxima diferença possível entre os valores da razão de áreas exatas e arredondadas.

Tabela 6.3 - Razão de áreas arredondadas

Razão de Áreas $r_{ar} = A_B / A_A$	
<i>Exatas</i>	<i>Arredondadas</i>
0,75	0,75
0,84	0,84
0,859375	0,86
0,8976	0,90
0,899218947	
0,90234375	
0,934464	0,93
0,9375	
0,96	0,96
0,9744	0,97
0,975585938	
1	1

Ao escolher um valor de d_{ec2} maior que o determinado por meio da Equação (6.15) ou da Equação (6.16), o cilindro escolhido estará na condição de regime saturado, ou seja, a curva da equação de movimento interceptaria à curva da válvula quando esta é representada por meio da condição 2, descrita no Capítulo 4 e representada pela linha reta vertical no Capítulo 5.

Segundo pesquisas em vários catálogos de válvulas, comumente os valores de b são da ordem de 0,35 ou menores, e o máximo encontrado é aproximadamente 0,4. Desta forma, a curva real que representa o comportamento da válvula estaria deslocada no sentido de menores valores da razão de pressões como apresentado na Figura 5.41 e Figura 5.42. Assim, é muito provável que o ponto de operação estaria fora da condição de saturação da válvula e muito próximo à condição de máxima vazão mássica da válvula e, conseqüentemente, a máxima velocidade de deslocamento do atuador.

O passo seguinte no fluxograma consiste em especificar a válvula. Isolando a condutância sônica (C) da Equação (5.3) e rearranjando os termos de σ_{av} , obtém-se a Equação (6.18) que corresponde à situação de avanço.

$$C = \frac{\rho_A A_A v}{p_S \rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_S}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_A}{p_S} - b_{mav} \right)^2}} \quad (6.18)$$

De forma equivalente obtém-se a Equação (6.19) para a situação de recuo.

$$C = \frac{\rho_B A_B v}{p_S \rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_S}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_B}{p_S} - b_{mre} \right)^2}} \quad (6.19)$$

Substituindo na Equação (6.18) ou na Equação (6.19) os valores calculados previamente, é possível determinar o valor de C , de forma que o próximo passo consiste em procurar em catálogos de fabricantes de válvulas um valor de condutância sônica (C_c) maior que o calculado por meio da Equação (6.18) ou da Equação (6.19), de forma a garantir a velocidade requerida de projeto.

No catálogo do fabricante, o parâmetro C_c estará relacionado a um determinado valor de razão de pressões crítica b_c .

Inicia-se então a oitava (8) fase do método que consiste em determinar o ponto operacional teórico ideal. Para tal, propõe-se a resolução numérica das equações envolvidas, uma vez um procedimento manual pode ser muito laborioso e requer diversas interações.

A etapa é iniciada verificando-se se a velocidade do atuador é positiva ou negativa, ou seja, cilindro estará em movimento de avanço ou movimento de recuo. Para velocidades positivas deverá utilizar-se a Equação (6.20) que provém da igualdade entre a Equação (4.12) e a Equação (4.55). Tratando-se de velocidades negativas, deverá utilizar-se a Equação (6.21) correspondente à igualdade entre a Equação (4.34) e a Equação (4.59).

$$b_{mav} \left(\frac{p_A}{p_S} \right) + \sqrt{\left(\frac{p_A}{p_S} \right)^2 (b_{mav}^2 - 2b_{mav} + 1 + r) - \left(\frac{p_A}{p_S} \right) 2b_{mav}r + 2b_{mav}r - r} \quad (6.20)$$

$$\frac{\left(\frac{p_A}{p_S} \right)}{r_{ar} \frac{p_0}{p_S} \left(\frac{1}{\frac{p_A}{p_S} - \frac{F_t}{p_S A_A} + \frac{p_0}{p_S} (r_{ar} - 1)} \right)}$$

$$b_{mre} \left(\frac{p_B}{p_S} \right) + \sqrt{\left(\frac{p_B}{p_S} \right)^2 (b_{mre}^2 - 2b_{mre} + 1 + r) - \left(\frac{p_B}{p_S} \right) 2b_{mre}r + 2b_{mre}r - r} \quad (6.21)$$

$$\frac{\left(\frac{p_B}{p_S} \right)}{r_{ar} \frac{p_0}{p_S} \left(\frac{1}{\frac{p_B}{p_S} - \frac{F_t}{p_S A_B} + \frac{p_0}{p_S} (r_{ar} - 1)} \right)}$$

Substituindo-se na Equação (6.20) ou na Equação (6.21) todas as grandezas que já são conhecidas neste momento, é possível determinar o valor da razão de pressões p_A/p_S ou p_B/p_S que satisfará a igualdade.

O último passo (9) consiste em verificar se a velocidade de projeto é satisfeita. Para tanto se utiliza a Equação (6.22), onde são substituídos os valores da C_c , b_c , a razão de pressões determinada no passo 8, a massa específica e a área do atuador.

$$v = \frac{\sigma_{av} C_C}{\rho_A A_A} \quad (6.22)$$

A equação apresentada acima se refere ao caso particular do cilindro no avanço, sendo os resultados completamente equivalentes para a situação de recuo.

Se a velocidade obtida por intermédio da Equação (6.22) for maior ou igual à velocidade de projeto, o procedimento de cálculo estará finalizado, caso contrário deverá retornar-se ao passo 7 e escolher um maior valor de condutância sônica, o qual estará relacionado a um novo valor de razão de pressões crítica.

6.3 Estudos de Caso

Existe uma infinidade de aplicações práticas da pneumática na indústria, é por isso, que se escolheram duas situações reais da utilização da pneumática de forma a verificar a validade ou incoerência do método proposto.

6.3.1 Estudo de Caso I (EC1)

Segundo HESSE (2001), os sistemas modernos de alimentação de peças devem ser acima de tudo, versáteis para serem utilizados em combinação com diversas máquinas e ajudar a acelerar os processos e controlá-los melhor. Atendendo estes objetivos, possibilitam aproveitar melhor o rendimento das máquinas.

A Figura 6.6 apresenta um sistema de alimentação simples de chapas ou painéis que pode ser montado, posteriormente, em uma outra máquina. As peças são retiradas do magazine através de um gancho ajustável (se as peças são largas, podem-se utilizar vários ganchos) e empurradas até os roletes de avanço. Eles deslocam a peça para posicioná-la abaixo de uma ferramenta ou uma máquina aplicadora de cola (não aparece na figura). Os roletes estão revestidos de borracha para reduzir o atrito e não danificar as peças. O trinquete ou gancho tem que sobressair alguns milímetros para pegar a peça.

O cursor de alimentação se desloca sobre os trilhos de formato V ou U até que o pino de acionamento ativa o sensor e inverte o movimento. Esta inversão também pode ser acionada por um sensor de proximidade conforme apresentado na Figura 6.6.

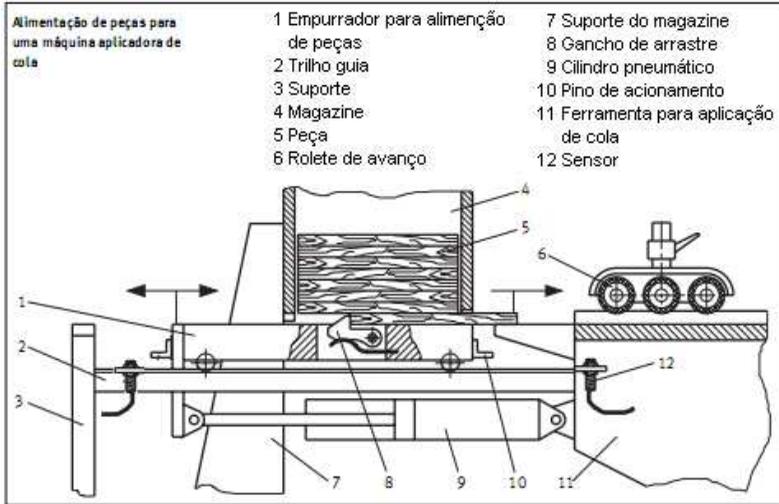


Figura 6.6 - Estudo de Caso 1 - Alimentação de peças para uma máquina aplicadora de cola (HESSE, 2001)

A concepção do projeto em questão trata do acionamento do cilindro de dupla ação assimétrico, responsável pela alimentação de peças conforme apresentado na Figura 6.6. O cilindro será comandado por uma válvula direcional pneumática de cinco vias e duas posições.

A proposta do estudo baseia-se em especificar o menor cilindro que consiga movimentar a carga desejada e a menor válvula que desloque o atuador à velocidade requerida pelo projeto.

O conjunto válvula/cilindro e, suas forças incidentes, para o movimento de avanço e recuo, estão apresentadas na Figura 6.7. Porém, os requisitos que deveram ser satisfeitos apresentam-se a seguir:

- ✓ Força externa no avanço, $F_{extav} = 500 \text{ N}$,
- ✓ Força externa no recuo, $F_{extre} = 2000 \text{ N}$,
- ✓ Curso do cilindro = 1000 mm,
- ✓ Tempo de recuo do cilindro = 5 s,
- ✓ Tempo do avanço do cilindro = 2 s,
- ✓ Pressão de suprimento = $7 \times 10^5 \text{ Pa}$.

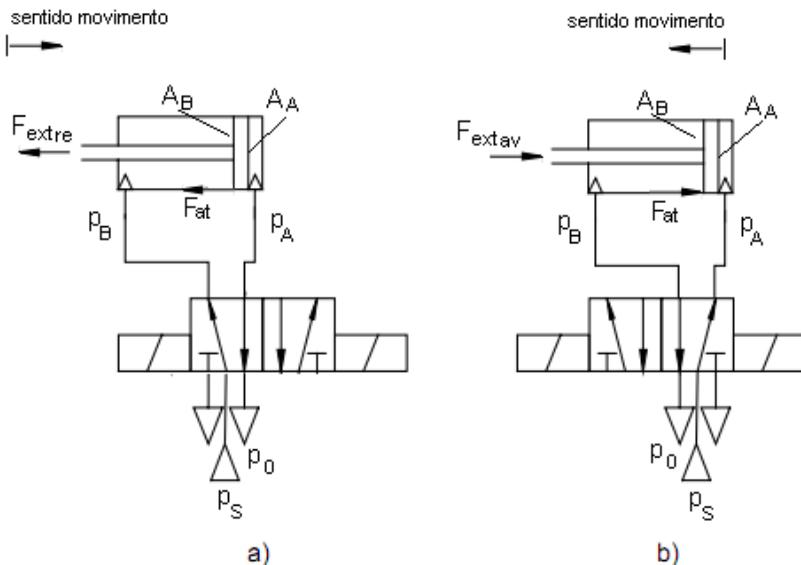


Figura 6.7 - Sistema de atuação a) situação recuo, b) situação avanço

Baseando-se nos desenhos do conjunto válvula e cilindro e nos requisitos de projeto, inicia-se o procedimento de cálculo, para a situação de recuo do cilindro, conforme Fluxograma de dimensionamento pneumático apresentado na Figura 6.3.

Tratando-se de um sistema pneumático on-off, o cálculo começa com a segunda etapa que consiste em determinar a velocidade máxima de atuação.

Etapa 2-EC1re – Cálculo da velocidade máxima ($v_{máx}$)

Da Equação (6.2), tem-se:

$$v_{max} = \frac{\Delta x_d}{\Delta t_d} = \frac{1000 \text{ mm}}{5 \text{ s}} = 200 \frac{\text{mm}}{\text{s}} = 0,2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Definida a velocidade continua-se com a seguinte etapa do fluxograma.

Etapa 3-EC1re – Determinar a relação de áreas (r_{ar})

A etapa inicia-se com o cálculo do diâmetro da haste (d_h) segundo a Equação (6.8). Para esta equação é necessário definir inicialmente

o fator de segurança (S), e o valor do comprimento livre da flambagem (c), conforme será apresentado a seguir:

A Figura 6.6, apresenta a situação de montagem do cilindro pneumático, a qual mantém uma correspondência com o Caso 2 da Figura 6.4, situação, em que, ambas as extremidades do cilindro são articuladas. Assim:

$$c = L$$

Para determinar o valor do parâmetro L , deve-se seguir a seguinte seqüência:

Como a pressão, é a razão entre a força e a área, pode-se determinar que:

$$A_{min} = \frac{F_{extre}}{p_s} = \frac{2000 \text{ N}}{7 \times 10^5 \text{ Pa}} = 2,857 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Determinada a área, é possível calcular o diâmetro do êmbolo como:

$$d_e = \sqrt{\frac{4A_{min}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 2,857 \times 10^{-3} \text{ m}^2}{\pi}} = 6,031 \cdot 10^{-2} \text{ m} = 60,31 \text{ mm}$$

O valor imediato superior do diâmetro comercial é: $d_e = 63 \text{ mm}$.

Segundo CAMOZZI (2010), para um cilindro com este diâmetro comercial e tipo de fixação, o valor aproximado do parâmetro L , quando a haste esta totalmente avançada é:

$$L = ZJ + 2xCURSO = 158 \text{ mm} + 2 \times 1000 \text{ mm} = 2158 \text{ mm}$$

O fator de segurança adotado é igual a, $S = 6$.

O cálculo do diâmetro mínimo da haste é realizado para que o cilindro suporte, de forma estável, cargas axiais de compressão sobre a haste. Para esta situação, em que o cilindro se encontra em sentido de movimento de recuo, a força externa aplicada à haste, é no sentido de tração e não de compressão, conforme se observa na Figura 6.7 – a). Devido a este fato, no cálculo a seguir, será utilizado o valor da força externa correspondente à situação de avanço, que é a situação, da força, atuando sob a haste no sentido de compressão.

$$d_h = \left(\frac{2,06 S F_{ext} c^2}{E_m} \right)^{0,25} = \left(\frac{2,06 \times 6 \times 500 \text{ N} \times (2,158 \text{ m})^2}{200 \cdot 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \right)^{0,25}$$

$$= 1,9476 \times 10^{-2} \text{ m} = 19,47 \text{ mm}$$

Determinado o valor do d_h mínimo necessário, e tendo inicialmente um valor aproximado do d_e , o próximo passo é procurar em catálogos de fabricantes de cilindros, um valor de haste comercial (d_{hc1}) maior em relação ao calculado, ou seja, $d_{hc1} > d_h$, e um valor do diâmetro do êmbolo comercial (d_{ec1}) maior em relação ao calculado, ou seja, $d_{ec1} > d_e$. Como ambos os diâmetros estão vinculados, conforme apresentado na Tabela 6.1, chegam-se aos seguintes valores comerciais:

$$d_{hc1} = 20 \text{ mm}$$

$$d_{ec1} = 63 \text{ mm}$$

A próxima etapa consiste em determinar o valor da relação de áreas, conforme a Equação (6.9).

$$r_{arc1} = \frac{A_B}{A_A} = \frac{\frac{\pi}{4}(d_{ec1}^2 - d_{hc1}^2)}{\frac{\pi}{4}(d_{ec1}^2)} = \frac{\frac{\pi}{4}((0,063\text{m})^2 - (0,020\text{m})^2)}{\frac{\pi}{4}(0,063\text{m})^2} = 0,8992$$

Determinada a relação de áreas, continua-se com a seqüência do fluxograma.

Etapa 4-EC1re – Cálculo da força total (F_t)

Para determinar o valor da força total, inicialmente, deve-se determinar a força de atrito estático segundo a Equação (6.12), onde adotou-se um valor de 6,5% da F_{max} .

$$F_{atest} = 6,5\%F_{max} = \frac{6,5}{100} 7 \cdot 10^5 \frac{N}{m^2} \frac{\pi}{4} ((0,063\text{m})^2 - (0,020\text{m})^2)$$

$$F_{atest} = 127,54 \text{ N}$$

Da Equação (6.10), tem-se:

$$F_t = F_{ext} + F_{at} = 2000 \text{ N} + 127,54 \text{ N} = 2127,54 \text{ N}$$

Etapa 5-EC1re – Cálculo da área necessária (A)

O cálculo da área inicia-se determinando se o cilindro esta em movimento de avanço ou recuo.

Para a situação de recuo, e com o valor arredondado da razão de áreas, determinado na Etapa 3-EC1re, ingressa-se na Tabela 6.2, e determina-se o valor da razão de pressões p_B/p_S , o qual corresponde a um valor de:

$$\frac{p_B}{p_S} = 0,8104$$

Os valores das razões de pressões $p_0/p_A=0,4$ e $p_B/p_S=0,8104$, apresentados na Figura 6.8, correspondem ao ponto de interseção da Condição 1 com a Condição 2.

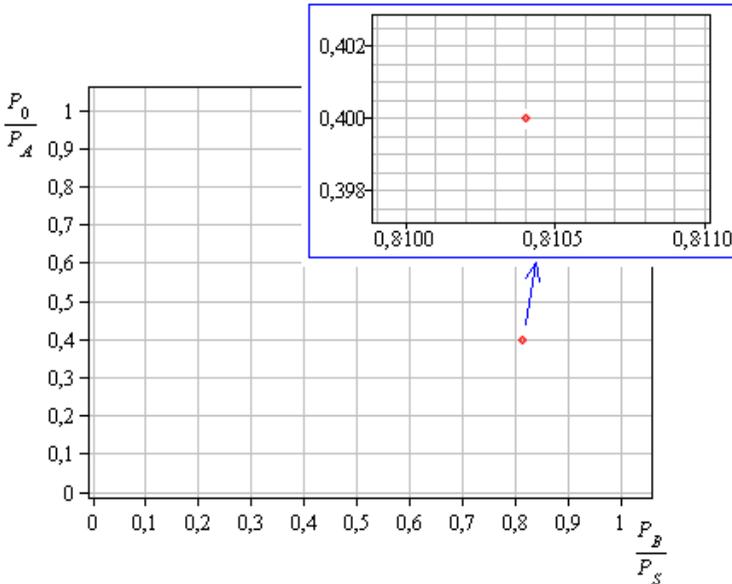


Figura 6.8 - EC1re-Ponto de interseção, condição 1 e condição 2

A seguir, calcula-se o valor da área por meio da Equação (6.14), de forma, a garantir que a curva da equação de movimento do cilindro, intersece o ponto identificado na Figura 6.8.

Da Equação (6.14), têm-se:

$$A_{re} = \frac{F_t}{p_S \left(\frac{p_B + p_0}{p_S} + \frac{p_0}{p_A} \left(-\frac{1}{r_{ar}} + \frac{1}{r_{ar}} - 1 \right) \right)}$$

$$A_{re} = \frac{2127,54 \text{ N}}{7,10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \left(0,8104 + \frac{1,01325 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{7,10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \left(-\frac{1}{0,40,9} + \frac{1}{0,9} - 1 \right) \right)} = 7,16 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Com os parâmetros obtidos até o momento, é possível, obter o ponto de interseção, conforme visualizado na Figura 6.9.

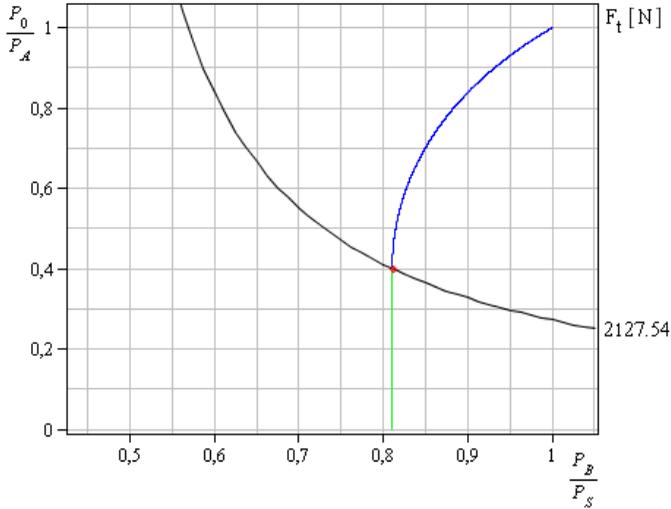


Figura 6.9 - EC1re-Ponto de interseção condição 1, condição 2 e equação de movimento

Etapa 6-EC1re – Verificação da relação de áreas (r_{ar})

Como a configuração do cilindro utilizado é assimétrico, calcula-se o diâmetro do êmbolo por meio da Equação (6.16).

$$d_e = \sqrt{\frac{4A}{\pi} + d_{hc1}^2} = \sqrt{\frac{4 \times 7,1615 \cdot 10^{-3} m^2}{\pi} + 0,020^2}$$

$$d_e = 9,7561 \cdot 10^{-2} m = 97,56 mm$$

Determinado o diâmetro do êmbolo, o próximo passo consiste em escolher um diâmetro do êmbolo comercial próximo ao calculado, o qual estará vinculado a um valor do diâmetro da haste. Conforme apresentado na Tabela 6.1, de forma que, chegam-se aos seguintes valores comerciais:

$$d_{hc2} = 25 mm$$

$$d_{ec2} = 100 mm$$

A partir de ambos os diâmetros comerciais, calcula-se a nova relação de áreas conforme Equação (6.17), apresentada a seguir:

$$r_{arc2} = \frac{A_B}{A_A} = \frac{\frac{\pi}{4}(d_{ec1}^2 - d_{hc1}^2)}{\frac{\pi}{4}(d_{ec1}^2)} = \frac{\frac{\pi}{4}((0,10m)^2 - (0,025m)^2)}{\frac{\pi}{4}(0,10m)^2} = 0,9375$$

Na seqüência da etapa, é necessário verificar se a diferença entre o valor da r_{arc2} e o valor da r_{arc1} , é menor o igual a 0,0075.

$$r_{arc2} - r_{arc1} \leq 0,0075 = 0,9375 - 0,90 = 0,0375$$

Como o requisito não é satisfeito, é necessário reiniciar o fluxo-grama a partir da Etapa 4, onde se utilizaram os novos valores do diâmetro do êmbolo e haste.

Etapa 4.1-EC1re – Cálculo da força total (F_t)

Inicialmente, deve-se recalculer o valor da força de atrito com os novos valores do diâmetro da haste e êmbolo do cilindro, para logo determinar o valor total da força total. O calculo da força de atrito, é determinando por meio da Equação (6.12).

$$F_{atest} = 6,5\%F_{max} = \frac{6,5}{100} 7 \cdot 10^5 \frac{N}{m^2} \frac{\pi}{4} ((0,10m)^2 - (0,025m)^2)$$

$$F_{atest} = 335,021 N$$

Da Equação (6.10), tem-se:

$$F_t = F_{ext} + F_{at} = 2000 N + 335,021 N = 2335,021 N$$

Etapa 5.1-EC1re – Cálculo da área necessária (A)

A partir do novo valor da relação de áreas arredondado ($r_{arc2}=0,93$), ingressa-se na Tabela 6.2, e determina-se o valor da razão de pressões p_B/p_S , na situação, correspondente a:

$$\frac{p_B}{p_S} = 0,8005$$

Determinado o valor da força total na Etapa 4.1-EC1re e, o valor da razão de pressões (p_B/p_S), calcula-se o valor da área por meio da Equação (6.14).

$$A_{re} = \frac{F_t}{p_S \left(\frac{p_B}{p_S} + \frac{p_0}{p_S} \left(-\frac{1}{p_A} \frac{1}{r_{ar}} + \frac{1}{r_{ar}} - 1 \right) \right)}$$

$$A_{re} = \frac{2335,021 N}{7,10^5 \frac{N}{m^2} \left(0,8005 + \frac{1,01325 \cdot 10^5 \frac{N}{m^2}}{7,10^5 \frac{N}{m^2}} \left(-\frac{1}{0,40,93} + \frac{1}{0,93} - 1 \right) \right)} = 7,899 \cdot 10^{-3} m^2$$

Etapa 6.1-EC1re – Verificação da relação de áreas (r_{ar})

A partir do valor da área determinada na Etapa 5.1-EC1re, calcula-se o diâmetro do êmbolo por meio da Equação (6.16).

$$d_e = \sqrt{\frac{4A}{\pi} + d_{hc1}^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7,899 \cdot 10^{-3} m^2}{\pi} + 0,025^2}$$

$$d_e = 0,10335 \cdot 10^{-2} m = 103,35 mm$$

O próximo passo consiste em escolher um diâmetro do êmbolo comercial próximo, que estará vinculado a um diâmetro de haste. De forma que, chegam-se aos mesmos valores determinados na Etapa 6, os quais são:

$$d_{hc2} = 25 mm$$

$$d_{ec2} = 100 mm$$

A relação de áreas correspondente é:

$$r_{arc2.1} = 0,9375$$

Na Etapa 5.1-EC1re, utilizou-se um valor de relação de áreas arredondado igual a: $r_{arc2} = 0,93$, de forma que, com o intuito de diferenciar, utilizou-se nesta etapa a nomenclatura de $r_{arc2.1}$.

$$r_{arc2.1} - r_{arc2} \leq 0,0075 = 0,9375 - 0,93 = 0,0075$$

Satisfeito o requisito, continua-se com o procedimento de calculo.

Etapa 7-EC1re – Determinar a válvula (C e b)

Substituindo os parâmetros obtidos na Equação (6.19), é possível determinar o valor da condutância sônica.

$$C = \frac{\rho_B \cdot A_B \cdot v}{p_S \cdot \rho_0 \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T_S}} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{p_B - b_{mre}}{p_S - b_{mre}} \right)^2}}$$

É necessário determinar inicialmente o valor da massa específica, como segue:

$$\rho_B = \frac{p_B}{RT_B}$$

O valor da pressão na via *B* do sistema, determina-se da seguinte maneira:

$$\frac{p_B}{p_S} = 0,8005 \rightarrow p_B = 0,8005 \times 7.10^5 \frac{N}{m^2} = 560350 \frac{N}{m^2}$$

A constante universal dos gases é, $R = 287 \frac{J}{kg \cdot K}$, em tanto que, a temperatura na via *B*, conforme ensaios experimentais apresentados no Capítulo 5 se estimam em: $T_B = 295,15 \text{ } ^\circ K$.

Assim, o valor da massa específica é:

$$\rho_B = \frac{p_B}{RT_B} = \frac{560350 \frac{N}{m^2}}{287 \frac{J}{kg \cdot K} \times 295,15 \text{ } ^\circ K} = 6,6150 \frac{Nkg}{Jm^2}$$

Substituindo os valores na Equação (6.19), têm-se:

$$C = \frac{6,6150 \frac{Nkg}{Jm^2} \times 7,3631.10^{-3} m^2 \times 0,2 \frac{m}{s}}{7.10^5 \frac{N}{m^2} \times 1,205 \frac{kg}{m^3} \times \sqrt{\frac{293,15 \text{ } ^\circ K}{295,15 \text{ } ^\circ K}} \times \sqrt{1 - \left(\frac{0,8005 - 0,4}{1 - 0,4}\right)^2}} =$$

$$C = 1,55.10^{-8} \frac{m^3}{Pa.s}$$

O próximo passo, consiste em determinar uma válvula direcional pneumática, que possua um valor de condutância sônica maior ao calculado por meio da Equação (6.19).

Atualmente, a grande maioria das válvulas direcionais pneumáticas, não possui em seus respectivos catálogos, o valor de condutância sônica e, da razão de pressões crítica media. Devido a isto, é necessário realizar um artifício matemático conforme apresentado em ASAFF (2008), de forma, a determinar o valor da condutância sônica da válvula, em função da vazão nominal, de este modo:

Com o valor de *C*, pode-se calcular a vazão nominal (Norma, VDI 3290):

$$C = \frac{Q_n}{p_{1n} w(a_n)}$$

Onde:

$$w(a_n) = \sqrt{1 - \left(\frac{a_n - b}{1 - b}\right)^2} \quad \text{e} \quad a_n = \left(\frac{p_{2n}}{p_{1n}}\right)$$

Na Equação acima: $p_{2n} = 6.10^5 Pa_{abs}$ e $p_{2n} = 7.10^5 Pa_{abs}$
 Substituindo valores, tem-se:

$$Q_n = 1,55.10^{-8} \frac{m^3}{Pa.s} 7.10^5 Pa \sqrt{1 - \left(\frac{\left(\frac{6.10^5 Pa}{7.10^5 Pa}\right) - 0,4}{1 - 0,4}\right)^2}$$

$$Q_n = 7,0274.10^{-3} \frac{m^3}{s} = 421.64 \frac{L}{min}$$

Conforme determinado em catálogo, escolhe-se uma válvula com vazão nominal de:

$$Q_n = 550 \frac{L}{min} = 9,166.10^{-3} \frac{m^3}{s}$$

A partir de este valor, é possível determinar um novo valor de C_c , isto é:

$$C_c = \frac{9,166.10^{-3} \frac{m^3}{s}}{7.10^5 Pa \sqrt{1 - \left(\frac{\left(\frac{6.10^5 Pa}{7.10^5 Pa}\right) - 0,4}{1 - 0,4}\right)^2}} = 2,02110^{-8} \frac{m^3}{Pa.s}$$

Na situação precedente, utilizou-se um valor de b igual a 0,4, devido a que não existe correlação alguma da razão de pressões crítica (b) com outras normas.

Etapa 8-EC1re – Solução numérica

A etapa, é iniciada com a escolha da velocidade negativa, ou seja, cilindro em movimento de recuo. Para isto utiliza-se a Equação (6.21), apresentada a seguir:

$$\frac{b_{mre} \left(\frac{p_B}{p_S}\right) + \sqrt{\left(\frac{p_B}{p_S}\right)^2 (b_{mre}^2 - 2b_{mre} + 1 + r) - \left(\frac{p_B}{p_S}\right) 2b_{mre}r + 2b_{mre}r - r}}{\left(\frac{p_B}{p_S}\right)} = \frac{1}{r_{ar}} \frac{p_0}{p_S} \left(\frac{1}{\left(\frac{p_B}{p_S} - \frac{F_t}{p_S A_B} + \frac{p_0}{p_S} \left(\frac{1}{r_{ar}} - 1\right)\right)} \right)$$

Substituindo na Equação (6.21), todas as grandezas intervenientes, conhecidas no momento, é possível obter duas raízes da razão de pressão p_B/p_S , utilizando solução numérica. As raízes são:

$$p_B/p_S|_1 = 0,7918$$

$$p_B/p_S|_2 = -0,2943$$

A raiz válida (valor positivo), corresponde ao ponto de interseção da curva, que representa a equação de movimento com a curva que representa a condição 1.

Etapa 9-EC1re – Verificar a velocidade

Para verificar a velocidade, devem ser substituídos os valores na seguinte equação:

$$v = \frac{\sigma_{re} C_c}{\rho_B A_B}$$

$$v = \frac{p_S \rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_S}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_B - b_{mre}}{1 - b_{mre}} \right)^2} C_c}{\frac{p_B}{RT_B} A_B} =$$

$$v = \frac{7.10^5 \frac{N}{m^2} \times 1,205 \frac{kg}{m^3} \times \sqrt{\frac{293,15^\circ K}{295,15^\circ K}} \times \sqrt{1 - \left(\frac{0,7918 - 0,4}{1 - 0,4} \right)^2} \times 2,02110^{-8} \frac{m^3}{m^2 \cdot s}}{\frac{554260 \frac{N}{m^2}}{287 \frac{J}{kg^\circ K} 295,15^\circ K} - 7,3631 \cdot 10^{-3} m^2}$$

$$v = 0,26 \frac{m}{s}$$

A velocidade satisfaz a condição imposta, de forma que o procedimento de cálculo, para o movimento do cilindro em sentido de recuo, esta finalizado.

A Figura 6.10, apresenta a situação final do correspondente estudo de caso, para a situação do cilindro pneumático em movimento de recuo. Observa-se que o ponto de operação está situado praticamente no inicio da saturação da válvula, de forma que o cilindro e válvula escolhidas são os ideais.

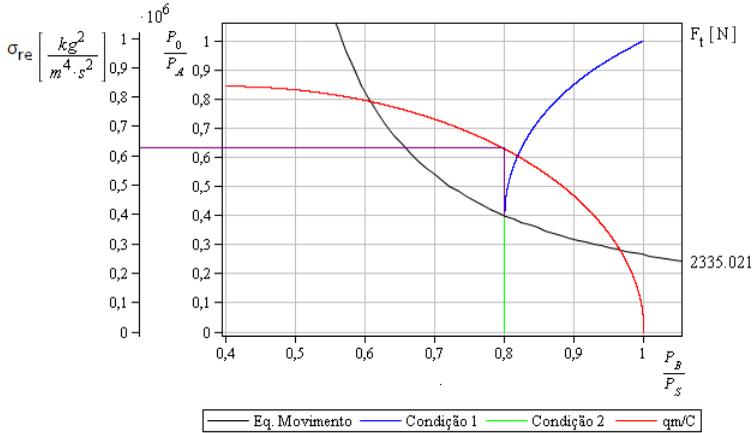


Figura 6.10 - EC1re - Ponto de operação

Inicia-se agora, a segunda fase do estudo de caso, que consiste em determinar o cilindro e a válvula para a situação de avanço, de forma que, poda-se comprar com a situação de recuo é escolher os componentes que garantam a situação mais desfavorável.

Baseando-se nos desenhos do conjunto válvula e cilindro e, nos requisitos de projeto, inicia-se o procedimento de cálculo, para a situação do avanço do cilindro, conforme Fluxograma de dimensionamento pneumático apresentado na Figura 6.3.

Etapa 2-EC1av – Cálculo da velocidade máxima ($v_{máx}$)

Da Equação (6.2), tem-se:

$$v_{max} = \frac{\Delta x_d}{\Delta t_d} = \frac{1000 \text{ mm}}{2 \text{ s}} = 500 \frac{\text{mm}}{\text{s}} = 0,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Definida a velocidade continua-se com a seguinte etapa do fluxograma.

Etapa 3-EC1av – Determinar a relação de áreas (r_{ar})

Como a pressão, é a razão entre a força e a área, pode-se determinar que:

$$A_{min} = \frac{F_{extre}}{p_s} = \frac{500 \text{ N}}{7 \times 10^5 \text{ Pa}} = 7,1428 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Determinada a área, é possível calcular o diâmetro do êmbolo como:

$$d_e = \sqrt{\frac{4A_{min}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 7,1428 \times 10^{-4} m^2}{\pi}} = 3,015 \cdot 10^{-2} m = 30,15 \text{ mm}$$

O valor imediato superior do diâmetro comercial é: $d_e = 32 \text{ mm}$
 Segundo CAMOZZI (2010), para um cilindro com este diâmetro comercial e tipo de fixação, o valor aproximado do parâmetro L com a haste totalmente avançada é:

$$L = ZJ + 2xCURSO = 120 \text{ mm} + 2 \times 1000 \text{ mm} = 2120 \text{ mm}$$

O fator de segurança adotado é igual a, $S = 6$, mesma situação que para o recuo.

O cálculo do diâmetro mínimo da haste é:

$$d_h = \left(\frac{2,06 SF_{ext} c^2}{E_m} \right)^{0,25} = \left(\frac{2,06 \times 6 \times 500 N \times (2,12 m)^2}{200 \cdot 10^9 \frac{N}{m^2}} \right)^{0,25}$$

$$= 1,930 \times 10^{-2} m = 19,30 \text{ mm}$$

Determinado o valor do d_h mínimo necessário, e tendo inicialmente um valor aproximado do d_e , o próximo passo é procurar em catálogos de fabricantes de cilindros, um valor de haste e êmbolo comercial, de forma que, chegam-se aos seguintes valores:

$$d_{hc1} = 20 \text{ mm}$$

$$d_{ec1} = 50 \text{ mm}$$

A próxima etapa consiste em determinar o valor da relação de áreas, conforme Equação (6.9).

$$r_{arc1} = \frac{A_B}{A_A} = \frac{\frac{\pi}{4}(d_{ec1}^2 - d_{hc1}^2)}{\frac{\pi}{4}(d_{ec1}^2)} = \frac{\frac{\pi}{4}((0,050 m)^2 - (0,020 m)^2)}{\frac{\pi}{4}(0,050 m)^2} = 0,84$$

Determinada a relação de áreas, continua-se com a seqüência do fluxograma.

Etapa 4-EC1av – Cálculo da força total (F_l)

Inicialmente, deve-se determinar a força de atrito estático segundo a Equação (6.12), apresentada a seguir:

$$F_{atest} = 6,5\%F_{max} = \frac{6,5}{100} \cdot 7 \cdot 10^5 \frac{N}{m^2} \frac{\pi}{4} (0,050m)^2$$

$$F_{atest} = 89,34 N$$

Da Equação (6.10), determina-se o valor da força total como:

$$F_t = F_{ext} + F_{at} = 500 N + 89,34 N = 589,34 N$$

Etapa 5-EC1av – Cálculo da área necessária (A)

Para a situação de avanço e, com o valor da razão de áreas, determinado na Etapa 3-EC1av, ingressa-se na Tabela 6.2, e determina-se o valor da razão e pressões p_A/p_S , correspondente ao valor de:

$$\frac{p_A}{p_S} = 0,7149$$

O valor da área, é determinado por meio da Equação (6.13).

$$A_{av} = \frac{F_t}{p_S \left(\frac{p_A}{p_S} + \frac{p_0}{p_S} \left(-\frac{1}{\frac{p_0}{p_B}} r_{ar} + r_{ar} - 1 \right) \right)}$$

$$A_{av} = \frac{589,34 N}{7 \cdot 10^5 \frac{N}{m^2} \left(0,7149 + \frac{1 \cdot 01325 \cdot 10^5 \frac{N}{m^2}}{7 \cdot 10^5 \frac{N}{m^2}} \left(-\frac{1}{0,4} 0,84 + 0,84 - 1 \right) \right)} =$$

$$A_{av} = 2,17119 \cdot 10^{-3} m^2$$

Etapa 6-EC1av – Verificação da relação de áreas (r_{ar})

O cilindro utilizado é assimétrico, de modo que, calcula-se o diâmetro do êmbolo por meio da Equação (6.15), transcrita a seguir:

$$d_e = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 2,17119 \cdot 10^{-3} m^2}{\pi}} = 5,257 \cdot 10^{-2} m = 52,57 mm$$

O próximo passo consiste em escolher um diâmetro do êmbolo comercial próximo, que estará vinculado a um diâmetro da haste.

Como existe uma mínima diferença entre o cilindro de 50 mm com o valor achado, em comparação ao cilindro de 63 mm com o valor achado, escolhe-se o cilindro menor.

Conforme apresentado na Tabela 6.1, chegam-se aos seguintes valores comerciais:

$$d_{hc2} = 20 \text{ mm}$$

$$d_{ec2} = 50 \text{ mm}$$

Verificou-se que não é necessário trocar o cilindro, devido a que o valor da relação de áreas continua sendo a mesma que o valor obtido na Etapa 3-EC1av. Assim, a etapa é satisfeita, e continua-se com a etapa seguinte.

Etapa 7-EC1av – Determinar a válvula (C e b)

Substituindo os parâmetros obtidos na Equação (6.18), é possível determinar o valor da condutância sônica.

$$C = \frac{\rho_A * A_A * v}{p_S * \rho_0 * \sqrt{\frac{T_0}{T_S}} * \sqrt{1 - \left(\frac{p_A - b_{mav}}{p_S - b_{mav}} \right)^2}}$$

É necessário, determinar inicialmente o valor da massa específica, como segue:

$$\rho_A = \frac{p_A}{RT_A}$$

O valor da pressão na via A do sistema, determina-se da seguinte maneira:

$$\frac{p_A}{p_S} = 0,7149 \rightarrow p_A = 0,7149 \times 7.10^5 \frac{N}{m^2} = 500430 \frac{N}{m^2}$$

A constante universal dos gases é, $R = 287 \frac{J}{kg^\circ K}$, em tanto que, a temperatura na via A, conforme ensaios experimentais apresentados no Capítulo 5 se estimam em: $T_A = 295,15^\circ K$.

Assim, o valor da massa específica é:

$$\rho_A = \frac{p_A}{RT_A} = \frac{500430 \frac{N}{m^2}}{287 \frac{J}{kg^\circ K} \times 295,15^\circ K} = 5,9077 \frac{Nkg}{Jm^2}$$

Substituindo os valores na Equação (6.18), tem-se:

$$C = \frac{5,9077 \frac{Nkg}{Jm^2} \times 1,9634.10^{-3} m^2 \times 0,5 \frac{m}{s}}{7.10^5 \frac{N}{m^2} \times 1,205 \frac{kg}{m^3} \times \sqrt{\frac{293,15^\circ K}{295,15^\circ K}} * \sqrt{1 - \left(\frac{0,7149 - 0,4}{1 - 0,4} \right)^2}} =$$

$$C = 8,1050 \cdot 10^{-9} \frac{m^3}{Pa.s}$$

O próximo passo, consiste em determinar uma válvula direcional pneumática, que possua um valor de condutância sônica maior ao calculado por meio da Equação (6.18).

Como comentado na situação de recuo, a grande maioria das válvulas direcionais pneumáticas, não possui em seus respectivos catálogos, o valor de condutância sônica e, da razão de pressões crítica media. De esta maneira, é necessário determinar o valor da condutância sônica da válvula em função da vazão nominal, conforme apresentado a seguir:

$$C = \frac{Q_n}{p_{1n} w(a_n)}$$

Onde:

$$w(a_n) = \sqrt{1 - \left(\frac{a_n - b}{1 - b}\right)^2} \quad e \quad a_n = \left(\frac{p_{2n}}{p_{1n}}\right)$$

Na Equação acima: $p_{2n} = 6 \cdot 10^5 Pa_{abs}$ e $p_{1n} = 7 \cdot 10^5 Pa_{abs}$
 Substituindo valores, tem-se:

$$Q_n = 8,1050 \cdot 10^{-9} \frac{m^3}{Pa.s} \cdot 7 \cdot 10^5 Pa \sqrt{1 - \left(\frac{\left(\frac{6 \cdot 10^5 Pa}{7 \cdot 10^5 Pa}\right) - 0,4}{1 - 0,4}\right)^2}$$

$$Q_n = 3.6746 \cdot 10^{-3} \frac{m^3}{s} = 220.48 \frac{L}{min}$$

Conforme determinado em catálogo, escolhe-se uma válvula com vazão nominal de:

$$Q_n = 550 \frac{L}{min} = 9,166 \cdot 10^{-3} \frac{m^3}{s}$$

A partir de este valor, é possível determinar um novo valor de C, isto é:

$$C_c = \frac{9,166 \cdot 10^{-3} \frac{m^3}{s}}{7 \cdot 10^5 Pa \sqrt{1 - \left(\frac{\left(\frac{6 \cdot 10^5 Pa}{7 \cdot 10^5 Pa}\right) - 0,4}{1 - 0,4}\right)^2}} = 2,02110^{-8} \frac{m^3}{Pa.s}$$

Na situação precedente, utilizou-se um valor de b igual a 0,4, devido a que não existe correlação alguma da razão de pressões crítica (b) com outras normas.

Etapa 8-EC1av – Solução numérica

Inicia-se a etapa com a escolha da velocidade, neste caso, cilindro em movimento de avanço. A razão de pressões é determinada por meio da Equação (6.21), apresentada a seguir:

$$b_{mav} \frac{p_A}{p_S} + \frac{\left(\frac{p_A}{p_S}\right)^2 (b_{mav}^2 - 2b_{mav} + 1 + r) - \left(\frac{p_A}{p_S}\right) 2b_{mav}r + 2b_{mav}r - r}{\left(\frac{p_A}{p_S}\right)} =$$

$$r_{ar} \frac{p_0}{p_S} \left(\frac{1}{\frac{p_A}{p_S} - \frac{F_t}{p_S A_A} + \frac{p_0}{p_S} (r_{ar} - 1)} \right)$$

Substituindo na Equação (6.20), todas as grandezas intervenientes que já são conhecidas ao momento, é possível, por meio de solução numérica, obter duas raízes da razão de pressão p_A/p_S , as quais são:

$$p_A/p_S|_1 = 0,7168$$

$$p_A/p_S|_2 = -0,1992$$

A raiz válida (valor positivo) corresponde ao ponto de operação para a situação de avanço.

Etapa 9-EC1av – Verificar a velocidade

Para verificar a velocidade devem ser substituídos os valores na seguinte equação:

$$v = \frac{\sigma_{av} C_c}{\rho_A A_A}$$

$$v = \frac{p_S \rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_S}} \sqrt{1 - \left(\frac{\frac{p_A}{p_S} - b_{mav}}{1 - b_{mav}}\right)^2} C_c}{\frac{p_A}{RT_A} A_A} =$$

$$v = \frac{7.10^5 \frac{N}{m^2} \times 1,205 \frac{kg}{m^3} \times \sqrt{\frac{293,15^\circ K}{295,15^\circ K}} \times \sqrt{1 - \left(\frac{0,7168 - 0,4}{1 - 0,4}\right)^2} \times 2,02110^{-8} \frac{m^3}{\frac{N}{m^2} \cdot s}}{\frac{501760 \frac{N}{m^2}}{287 \frac{J}{kg^\circ K} \times 295,15^\circ K}} 1,9634 \cdot 10^{-3} m^2 =$$

$$v = 1,24 \frac{m}{s}$$

A velocidade satisfaz a condição imposta de forma que o procedimento de cálculo esta finalizado.

Finalizado o procedimento de cálculo, para a situação de movimento de avanço e recuo, é necessária a comparação dos valores dos componentes calculados, conforme apresentado na Figura 6.2, de modo que, permita escolher a maior válvula e o maior cilindro que satisfaçam os requisitos de projeto.

Desta forma, o conjunto que deverá ser utilizado, para o acionamento do alimentador de peças apresentado na Figura 6.6, é o cilindro e a válvula determinados para o movimento de recuo.

Como o conjunto válvula/cilindro, respondem a uma velocidade maior que a requerida do projeto, deveram ser utilizadas válvulas reguladoras de vazão, para limitar o tempo de avanço e de recuo do cilindro. Desta maneira o procedimento de cálculo, está finalizado.

6.3.2 Estudo de Caso II (EC2)

O atuador acionado hidraulicamente provou ser ideal para aplicação na indústria madeireira, graças ao seu design robusto. Para aplicações tais como posicionamento X/Y, fixação, guia e movimentação das peças de madeira e ferramentas, os atuados pneumáticos também podem ser utilizados com bons resultados. As vantagens incomparáveis da pneumática são o tempo rápido de atuação e a inflamabilidade do fluido em questão. O exemplo apresentado na Figura 6.11, adaptado de HESSE (2001), mostra uma serra circular. Ela é utilizada para cortar madeira bruta, ou seja, troncos em comprimentos determinados. O braço é acionado por um cilindro pneumático comandado por uma válvula direcional proporcional como apresentado na Figura 6.11

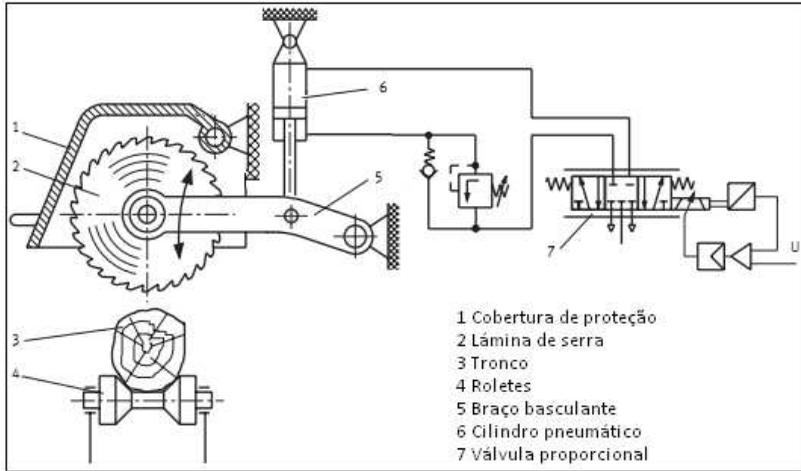


Figura 6.11 - Estudo de Caso 2 - Serra basculante para corte de madeira (HESSE, 2001)

A concepção do problema trata sob o acionamento do cilindro pneumático de dupla, comandado por uma válvula direcional proporcional.

A proposta do estudo baseia-se em especificar o menor cilindro que consiga movimentar a carga desejada e a menor válvula que desloque o atuador à velocidade requerida pelo projeto.

O conjunto válvula e cilindro pneumático devem satisfazer os seguintes requisitos de projeto, os quais têm sido escolhidos arbitrariamente, devido à falta de informação do tempo de acionamento e da força externa num sistema real:

- ✓ Força externa, $F_{\text{ext}} = 3500 \text{ N}$,
- ✓ Curso do cilindro = 250 mm,
- ✓ Tempo de acomodação, $t_s = 400 \text{ ms.}$,
- ✓ É possível uma resposta de 2^{da} ordem com sobre sinal
- ✓ Pressão de suprimento = $7 \times 10^5 \text{ Pa}$.

Baseando-se no desenho apresentado na Figura 6.11 e nos requisitos de projeto, inicia-se a seqüência do fluxograma de dimensionamento pneumático, apresentado na Figura 6.3, para determinar o conjunto válvula e cilindro.

Etapa 1-EC2 – Cálculo da frequência natural do sistema (ω_n^{SIS})

Dado $t_s = 400$ ms, para um sistema de 2^{da} ordem com $\xi = 0,7$.

$$t_s = 4\tau = \frac{4}{\xi\omega_n} \therefore \omega_n = \frac{4}{0,7 \times 0,4} = 14,48 \frac{rad}{s} = 2,27 \text{ Hz}$$

Etapa 2-EC2 – Cálculo da velocidade máxima ($v_{m\acute{a}x}$)

Da Equação (6.5), tem-se o valor da velocidade máxima correspondente a um tempo de:

$$t = \frac{1}{\omega_d} \tan^{-1} \frac{\sqrt{1-\xi^2}}{\xi}$$

Onde:

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2}$$

O cálculo correspondente do tempo é:

$$t = \frac{1}{\omega_n \sqrt{1-\xi^2}} \tan^{-1} \frac{\sqrt{1-\xi^2}}{\xi} = \frac{1}{\omega_n \sqrt{1-0,7^2}} \tan^{-1} \frac{\sqrt{1-0,7^2}}{0,7} = \frac{1,11}{\omega_n}$$

O ganho em regime permanente, multiplicado pela amplitude do sinal de entrada, $K_{RP}u_d$, corresponde à amplitude do degrau, neste caso igual a, $\Delta x_d = 0,25$ m.

$$v_{max} = K_{RP}u_d\omega_n e^{-\xi\omega_n t} = 0,25\text{m} \times 2,27 \text{ Hz} \times e^{-0,7 \times 2,27 \times \frac{1,11}{2,27}}$$

Substituindo valores, chega-se a uma velocidade máxima de:

$$v_{max} = 0,26 \frac{m}{s}$$

Etapa 3-EC2 – Determinar a relação de áreas (r_{ar})

A etapa inicia com o cálculo do diâmetro da haste (d_h) segundo a Equação (6.8). Para esta equação, é necessário definir inicialmente o fator de segurança (S), e o valor do comprimento livre da flambagem (c) conforme será apresentado a seguir:

Como apresentado na Figura 6.11, a situação de montagem do cilindro pneumático corresponde ao Caso 2 da Figura 6.4, em que, ambas as extremidades do cilindro são articuladas, nesta situação:

$$c = L$$

Para determinar o valor do parâmetro L , se deve seguir a seguinte seqüência:

Como a pressão, é a razão entre a força e a área, pode-se determinar que:

$$A_{min} = \frac{F_{extre}}{p_s} = \frac{3500 \text{ N}}{7 \times 10^5 \text{ Pa}} = 5 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Determinada a área, é possível calcular o diâmetro do êmbolo como:

$$d_e = \sqrt{\frac{4A_{min}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 5 \times 10^{-3} \text{ m}^2}{\pi}} = 7,9788 \cdot 10^{-2} \text{ m} = 79,78 \text{ mm}$$

O valor imediato superior do diâmetro comercial é: $d_e = 80 \text{ mm}$

Segundo CAMOZZI (2010), para um cilindro com este diâmetro comercial e tipo de fixação, o valor aproximado do parâmetro L , quando a haste esta totalmente avançada é:

$$L = ZJ + 2xCURSO = 174 \text{ mm} + 2 \times 250 \text{ mm} = 674 \text{ mm}$$

O fator de segurança adotado é igual a, $S = 10$.

O cálculo do diâmetro mínimo da haste é realizado para que o cilindro suporte, de forma estável, cargas axiais de compressão sob a haste, segundo a Equação (6.8) tem-se:

$$d_h = \left(\frac{2,06 S F_{ext} c^2}{E_m} \right)^{0,25} = \left(\frac{2,06 \times 10 \times 3500 \text{ N} \times (0,674 \text{ m})^2}{200.10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \right)^{0,25}$$

$$= 2,011 \times 10^{-2} \text{ m} = 20,11 \text{ mm}$$

Determinado o valor do d_h mínimo necessário, e tendo inicialmente um valor aproximado do d_e , o próximo passo é procurar em catálogos de fabricantes de cilindros, um valor de haste e êmbolo comercial, de forma que, chegam-se aos seguintes valores:

$$d_{hc1} = 25 \text{ mm}$$

$$d_{ec1} = 80 \text{ mm}$$

O valor da relação de áreas correspondentes, é determinado por meio da Equação (6.9).

$$r_{arc1} = \frac{A_B}{A_A} = \frac{\frac{\pi}{4}(d_{ec1}^2 - d_{hc1}^2)}{\frac{\pi}{4}(d_{ec1}^2)} = \frac{\frac{\pi}{4}((0,080m)^2 - (0,025m)^2)}{\frac{\pi}{4}(0,080m)^2} = 0,9023$$

Etapa 4-EC2 – Cálculo da força total (F_t)

A força de atrito, é determinada segundo a Equação (6.12), apresentada a seguir:

$$F_{atest} = 6,5\%F_{max} = \frac{6,5}{100} 7 \cdot 10^5 \frac{N}{m^2} \frac{\pi}{4} (0,080m)^2$$

$$F_{atest} = 228,70 N$$

Da Equação (6.10), determina-se o valor da força total como:

$$F_t = F_{ext} + F_{at} = 3500 N + 228,70 N = 3728,70 N$$

Etapa 5-EC2 – Cálculo da área necessária (A)

Para a situação de avanço e, com o valor da razão de áreas, determinado na Etapa 3-EC2, ingressa-se na Tabela 6.2, e determina-se o valor da razão de pressões p_A/p_S , que corresponde a:

$$\frac{p_A}{p_S} = 0,7407$$

O valor da área necessário é calculado por meio da seguinte equação:

$$A_{av} = \frac{F_t}{p_S \left(\frac{p_A}{p_S} + \frac{p_0}{p_S} \left(-\frac{1}{\frac{p_0}{p_B}} r_{ar} + r_{ar} - 1 \right) \right)}$$

$$A_{av} = \frac{3728,70 N}{7 \cdot 10^5 \frac{N}{m^2} \left(0,7407 + \frac{1,01325 \cdot 10^5 \frac{N}{m^2}}{7 \cdot 10^5 \frac{N}{m^2}} \left(-\frac{1}{0,4} 0,90 + 0,90 - 1 \right) \right)}$$

$$A_{av} = 1,329 \cdot 10^{-2} m^2$$

Etapa 6-EC2 – Verificação da relação de áreas (r_{ar})

Como a configuração do cilindro utilizado é assimétrico, calcula-se o diâmetro do êmbolo por meio da Equação (6.15), transcrita a seguir:

$$d_e = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 1,329 \cdot 10^{-2} m^2}{\pi}} = 13,01 \cdot 10^{-2} m = 130,25 mm$$

O próximo passo consiste em escolher um diâmetro do êmbolo comercial próximo, que estará vinculado a um diâmetro da haste.

Nesta circunstância, existem duas possíveis escolhas do tamanho do cilindro, o escolher um diâmetro menor, correspondente a um cilindro de 125 mm, ou um diâmetro maior, correspondente a um diâmetro do êmbolo de 160 mm.

Conforme Tabela 6.1, escolhe-se um cilindro de:

$$d_{hc2} = 40 mm$$

$$d_{ec2} = 160 mm$$

A partir de ambos os diâmetros comerciais, calcula-se a correspondente relação de áreas, conforme Equação (6.17).

$$r_{arc2} = \frac{A_B}{A_A} = \frac{\frac{\pi}{4}(d_{ec1}^2 - d_{hc1}^2)}{\frac{\pi}{4}(d_{ec1}^2)} = \frac{\frac{\pi}{4}((0,160m)^2 - (0,040m)^2)}{\frac{\pi}{4}(0,160m)^2} = 0,9375$$

Na seqüência da etapa, é necessário verificar se a diferença entre o valor da r_{arc2} e o valor da r_{arc1} é menor o igual a 0,0075, como segue:

$$r_{arc2} - r_{arc1} \leq 0,0075 = 0,9375 - 0,90 = 0,0375$$

Devido a que o requisito não é satisfeito, é preciso recalcular a partir da Etapa 4-EC2, com os novos valores do diâmetro do êmbolo e haste.

Etapa 4.1-EC2 – Cálculo da força total (F_t)

Da Equação (6.12), tem-se:

$$F_{atest} = 6,5\% F_{max} = \frac{6,5}{100} 7 \cdot 10^5 \frac{N}{m^2} \frac{\pi}{4} (0,160m)^2$$

$$F_{atest} = 914,83 N$$

Da Equação (6.10), determina-se o valor da força total como:

$$F_t = F_{ext} + F_{at} = 3500 \text{ N} + 914,83 \text{ N} = 4414,83 \text{ N}$$

Etapa 5.1-EC2 – Cálculo da área necessária (A)

Com o novo valor da relação de áreas arredondado ($r_{arc2} = 0,93$), ingressa-se na Tabela 6.2 e determina-se o valor da razão e pressões p_A/p_S , a qual corresponde ao valor de:

$$\frac{p_A}{p_S} = 0,7525$$

Com os valores da força total e da razão de pressões, calcula-se o valor da área por meio da Equação (6.14) descrita a seguir:

$$A_{av} = \frac{F_t}{p_S \left(\frac{p_B + p_0}{p_S} \left(-\frac{1}{p_A} \frac{1}{r_{ar}} + \frac{1}{r_{ar}} - 1 \right) \right)}$$

$$A_{av} = \frac{4414,83 \text{ N}}{7.10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \left(0,7525 + \frac{1.01325.10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}{7.10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \left(-\frac{1}{0,4} 0,93 + 0,93 - 1 \right) \right)} = 1,55.10^{-2} \text{ m}^2$$

Etapa 6.1-EC2 – Verificação da relação de áreas (r_{ar})

A partir do valor da área determinada na Etapa 5.1-EC2, calcula-se o diâmetro do êmbolo como:

$$d_e = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 1,55.10^{-2} \text{ m}^2}{\pi}} = 14,06.10^{-2} \text{ m} = 140,66 \text{ mm}$$

O próximo passo consiste em escolher um diâmetro do êmbolo comercial próximo, que estará vinculado a um diâmetro de haste. De forma que, chegam-se aos mesmos valores determinados na Etapa 6-EC2, que são:

$$d_{hc2} = 40 \text{ mm}$$

$$d_{ec2} = 160 \text{ mm}$$

Com os valores dos diâmetros, chega-se a um valor de relação de áreas igual a:

$$r_{arc2.1} = 0,9375$$

Na Etapa 5.1-EC2, utilizou-se um valor de relação de áreas arredondado igual a: $r_{arc2} = 0,93$, de forma que com o mero intuito de diferenciar, utilizou-se nesta etapa a nomenclatura de $r_{arc2.1}$.

$$r_{arc2.1} - r_{arc2} \leq 0,0075 = 0,9375 - 0,93 = 0,0075$$

Como o requisito é satisfeito, continua-se com o procedimento de cálculo.

Etapa 7-EC2 – Determinar a válvula (C e b)

Substituindo os parâmetros obtidos na Equação (6.18), é possível determinar o valor da condutância sônica.

$$C = \frac{\rho_A * A_A * v}{p_S * \rho_0 * \sqrt{\frac{T_0}{T_S}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_A - b_{mav}}{1 - b_{mav}} \right)^2}}$$

Inicialmente, é necessário determinar o valor da massa específica na via A, como segue:

$$\rho_A = \frac{p_A}{RT_A}$$

O valor da pressão na via A do sistema, determina-se da seguinte maneira:

$$\frac{p_A}{p_S} = 0,7525 \rightarrow p_A = 0,7525 \times 7 \cdot 10^5 \frac{N}{m^2} = 526750 \frac{N}{m^2}$$

A constante universal dos gases é, $R = 287 \frac{J}{kg \cdot K}$, em tanto que, a temperatura na via A, conforme ensaios experimentais apresentados no Capítulo 5 se estimam em: $T_A = 295,15 \text{ } ^\circ K$.

Assim, o valor da massa específica é:

$$\rho_A = \frac{p_A}{RT_A} = \frac{526750 \frac{N}{m^2}}{287 \frac{J}{kg \cdot K} \cdot 295,15 \text{ } ^\circ K} = 6,218 \frac{Nkg}{Jm^2}$$

Substituindo os valores na Equação (6.18), tem-se:

$$C = \frac{6,218 \frac{Nkg}{Jm^2} \times 2,0196 \cdot 10^{-2} m^2 \times 0,26 \frac{m}{s}}{7 \cdot 10^5 \frac{N}{m^2} \times 1,205 \frac{kg}{m^3} \times \sqrt{\frac{293,15 \text{ } ^\circ K}{295,15 \text{ } ^\circ K}} \sqrt{1 - \left(\frac{0,7525 - 0,4}{1 - 0,4} \right)^2}} =$$

$$C = 4,778 \cdot 10^{-8} \frac{m^3}{Pa \cdot s} = 4,778 \frac{L}{bar \cdot s}$$

Na seqüência da etapa, é necessário determinar uma válvula proporcional direcional pneumática, que possua um valor de condutância sônica maior ao calculado por meio da Equação (6.18). O valor da condutância sônica estará vinculado a um determinado valor de b .

Do catálogo (FESTO, 2011), optem-se a válvula Modelo MPYE-5-1/4-010-B, que possui as seguintes características:

$$C = 6,25 \frac{L}{bar.s} = 6,25 \cdot 10^{-8} \frac{m^3}{Pa.s}$$

$$b = 0,21$$

$$Q_n = 1400 \frac{L}{min}$$

Etapa 8-EC2 – Solução numérica

A etapa é iniciada com a escolha da velocidade, neste caso, cilindro em movimento de avanço. Para isto, utiliza-se a Equação (6.21), apresentada a seguir:

$$\frac{b_{mav} \left(\frac{p_A}{p_S} \right) + \sqrt{\left(\frac{p_A}{p_S} \right)^2 (b_{mav}^2 - 2b_{mav} + 1 + r) - \left(\frac{p_A}{p_S} \right) 2b_{mav}r + 2b_{mav}r - r}}{\left(\frac{p_A}{p_S} \right)} = r_{ar} \frac{p_0}{p_S} \left(\frac{1}{\frac{p_A}{p_S} - \frac{F_t}{p_S A_A} + \frac{p_0}{p_S} (r_{ar} - 1)} \right)$$

Substituindo na Equação (6.20), todas as grandezas intervenientes que já são conhecidas no momento, é possível, determinar duas raízes da razão de pressão p_A/p_S , as quais são:

$$p_A/p_S|_1 = 0,7200$$

$$p_A/p_S|_2 = -0,4899$$

A raiz válida (valor positivo) corresponde ao ponto de operação do sistema de posicionamento pneumático e, representa o ponto de interseção das curvas, da equação de movimento e da curva que representa a Condição 1 descrita no Capítulo 4 e 5.

Etapa 9-EC2 – Verificar a velocidade

Para verificar a velocidade, devem ser substituídos os valores na seguinte equação:

$$v = \frac{\sigma_{av} C_c}{\rho_A A_A}$$

$$v = \frac{p_S \rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_S}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_A - b_{mav}}{p_S - b_{mav}} \right)^2} C_c}{\frac{p_A A_A}{RT_A}} =$$

$$v = \frac{7.10^5 \frac{N}{m^2} \times 1,205 \frac{kg}{m^3} \times \sqrt{\frac{293,15^{\circ}K}{295,15^{\circ}K}} \times \sqrt{1 - \left(\frac{0,7200 - 0,21}{1 - 0,21} \right)^2} \times 6,25 \cdot 10^{-8} \frac{m^3}{m^2 \cdot s}}{\frac{504000 \frac{N}{m^2}}{287 \frac{J}{kg^{\circ}K} 295,15^{\circ}K}} = 2,0106 \cdot 10^{-2} m^2$$

$$v = 0,33 \frac{m}{s}$$

A velocidade satisfaz a condição imposta no requisito de projeto, de forma que, o procedimento de cálculo esta finalizado.

A Figura 6.12, apresenta a localização do ponto de operação do sistema de posicionamento pneumático, para este conjunto válvula e cilindro.

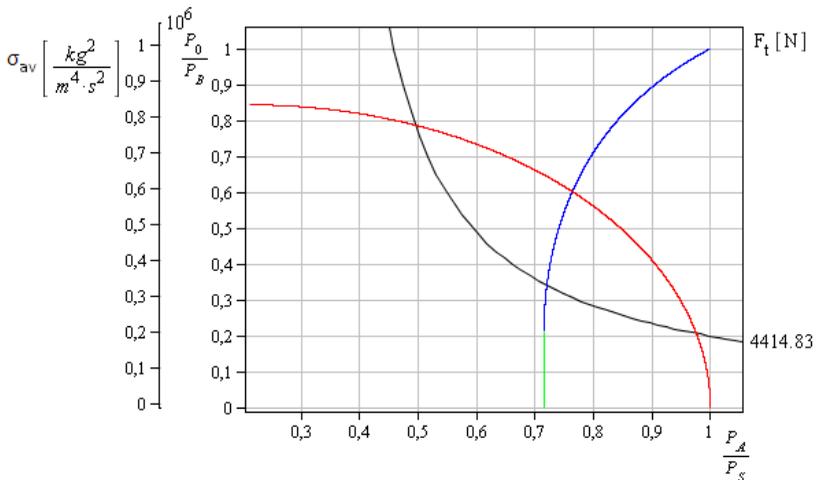


Figura 6.12 - EC2 - Ponto de operação

Apresentou-se neste Capítulo, um fluxograma para o dimensionamento de sistemas pneumáticos, de forma, que auxilie ao engenheiro

projetista na escolha dos componentes pneumáticos, apresentando um conceito alternativo aos tradicionais métodos de dimensionamento.

Dos estudos de caso reais foram analisados, um de um sistema pneumático on-off, e o restante de um sistema de posicionamento. Demonstrou-se em ambos os estudos de caso, que o método de comporta satisfatoriamente e é de rápida e simples utilização.

CAPÍTULO 7

CONCLUSÕES

O trabalho documentado nesta dissertação consiste de um estudo teórico-experimental que permite um melhor entendimento da influência dos parâmetros que caracterizam uma válvula na determinação do ponto de operação de um sistema pneumático, tendo como base a norma ISO 6358 (ISO, 1989). Ao mesmo tempo apresentou-se um método de cálculo que permite dimensionar um sistema pneumático sob um conceito alternativo aos métodos de dimensionamento utilizados atualmente, fundamentado na escolha do ponto de operação.

Um modelo matemático previamente desenvolvido (OLIVEIRA, 2009) para a determinação do ponto operacional foi adaptado e complementado, consolidando um conjunto de equações que determinam a inter-relação entre as razões de pressões existentes nas vias de um sistema pneumático.

A partir deste modelo matemático foram realizadas simulações numéricas empregando dados de catálogos de fabricantes e experimentais com o objetivo de analisar a influência destes parâmetros na determinação do ponto de operação. Ao mesmo tempo, realizaram-se experimentos de conjuntos válvula-cilindro com o intuito de validar o modelo proposto empregando os resultados das simulações.

A razão de áreas do cilindro mostrou ser um dos parâmetros com maior influência na determinação do ponto de operação. Isto implica que a determinação do diâmetro da haste e do êmbolo do cilindro que estabelecem a razão de áreas tem grande influência no desempenho do sistema.

Quando realizados os experimentos na condição de velocidade constante, observou-se uma variação no valor das temperaturas entre as diferentes vias. Assim, através de simulação foi estudado como as curvas se comportam quando a relação de temperaturas apresenta-se diferente. Estes estudos levaram à conclusão de que a relação de temperaturas tem uma influência desprezível na determinação do ponto operacional de um sistema pneumático.

Considerou-se neste trabalho a possibilidade que os valores da condutância sônica e da razão de pressões crítica nos diferentes pares de vias na válvula sejam diferentes. Esta perspectiva foi observada nos

ensaios realizados nas diferentes vias da válvula segundo procedimento apresentado na norma ISO 6358 (ISO, 1989).

Quando se dimensiona um sistema pneumático pretende-se escolher o menor cilindro que consiga vencer uma força especificada e a menor válvula que desloque o atuador à velocidade requerida de projeto (máxima velocidade). Desta maneira, no presente trabalho recomenda-se que o sistema pneumático seja projetado para operar perto da região de saturação, região na qual ocorre a maior vazão mássica, resultando na máxima velocidade de deslocamento do atuador. Casualmente é nesta região que a razão de pressões crítica tem uma maior influência no formato da curva da válvula. A divergência entre o valor fornecido pelo fabricante da válvula frente ao valor real do componente pode levar o sistema a não atender os requerimentos para o qual foi projetado.

Em relação à razão de condutância sônica, evidenciou-se que existindo pouca variação deste parâmetro da válvula nas suas diferentes vias, a sua influência na determinação do ponto operacional pode ser desprezada. No entanto, o valor correto da condutância sônica média é de vital importância para que o sistema atenda a velocidade requerida de projeto.

É por isso que é necessária uma maior conscientização da importância de se ter um controle de qualidade das válvulas, para que o valor da condutância sônica (C) e, da razão de pressões crítica (b), não se disperse muito.

Pode-se concluir que o modelo matemático utilizado para determinar o ponto operacional de um sistema pneumático é válido, uma vez que se obteve uma boa aproximação entre as simulações numéricas realizadas com os parâmetros obtidos experimentalmente e os resultados dos experimentos.

Frente aos resultados obtidos, válidos tanto para sistemas on-off como para sistemas de posicionamento contínuo, foi possível elaborar um método de dimensionamento de sistemas pneumáticos que auxilie o engenheiro projetista na escolha dos componentes pneumáticos, apresentando um conceito alternativo aos tradicionais métodos de dimensionamento. Além disso, os estudos de caso apresentados, demonstraram que o método se comporta satisfatoriamente.

Este método de dimensionamento de sistemas pneumáticos, pode num futuro ser utilizado dentro de uma metodologia de projeto mais ampla, facilitando o fluxo de informações entre as equipes de projeto, com o objetivo de diminuir o tempo e o custo na execução de projetos.

Futuras pesquisas poderão ser realizadas buscando a comparação de resultados do método de dimensionamento proposto frente a outros mé-

todos existentes. Como o método considera um ponto de operação no qual o sistema está em regime permanente, será conveniente o estudo do erro cometido utilizando esta hipótese e a influência deste no desempenho do sistema. Por fim, sugere-se ampliar o processo de dimensionamento, estudando aspectos relacionados à eficiência energética do sistema projetado.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ADI. **British Pneumatic Handbook**. Disponível em:
<http://www.adi-sales.com/docs/engineeringtools/British-Pneumatic-Handbook.pdf>
Acesso em: Setembro 2010.

ANDERSEN, Blaine Wright. **The Analysis and Design of Pneumatic Systems**. Florida: Krieger Publishing, 1967. 302 p.

ANDRIGHETTO, Pedro L. **Pneumática Básica (Volume 1 e 2)**. Coleção cadernos Unijuí, 1999.

ANDRIGHETTO, P. L.; VALDIERO, A. C.; CARLOTTO, L. **Study of the Friction Behavior in Industrial Pneumatic Actuators**. 18th International Congress of Mechanical Engineering – November 6-11, 2005, Ouro Preto, MG – Brazil.

ANSI(NFPA) T3.21.3-1990. **Pneumatic fluid Power – Flow rating test procedure and reporting method – For fixed orifice components**. First edition, 25 January, 1990.

ASAFF, Yesid E. **Desenvolvimento de um Sistema Servopneumático para Regulação de Velocidade de Turbinas em Pequenas Centrais Hidroelétricas**. Dissertação Mestrado - Curso de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal De Santa Catarina, Florianópolis, 2006.

ASAFF, Yesid E.; DE NEGRI V. J. **Posicionadores Eletropneumáticos**. Florianópolis, 2008. (Apostila do curso de pós-graduação).

BALLARD, R. L. **The Dynamic Characteristics of Pneumatic Actuator and Valve Systems**. Ph. D. thesis, University of Bath, 1974.

BALLUF – Catalogo Transdutor de Posição, disponível em:
<http://www.balluff.com.br/admin/produtos/linhas/arquivos-pdf/6/Transdutor%20Linear%20de%20Perfil%20BTL5-P.pdf>
Acesso em: Agosto 2010.

BEATER, Peter. **Pneumatic Drives: System Design, Modelling and Control**. Soest, Germany: Springer - Verlag Berlin Heidelberg, 2007.

BELFORTE, Guido; **New Developments and New Trends in Pneumatics**. Sherbrook, Qc: Proceedings Of Sixth Triennial International Symposium On Fluid Power, Measurement and Visualization, 2000.

BERNINGER, John F. **Comparing ISO Sonic Flow to ANSI C_v in Pneumatic Directional Control Valves**. NCFP 102-6.2, 2002.

BMP Proar, Catálogo Filtro Pneumático, disponível em:

<http://www.bmp-proar.com.br/bmpe/produtos.html>

Acesso em: Agosto 2010.

BOLLMANN, Arno. **Fundamentos da Automação Industrial Pneutrônica: Projetos de Comandos Binários Eletropneumáticos**. São Paulo: Abhp - Associação Brasileira de Hidráulica e Pneumática, 1997. 278 p.

BOSCH – Rexroth Group – Catálogo Unidade Hidráulica, disponível em:

http://www.boschrexroth.com/country_units/south_america/brasil/pt/catalogs/a_downloads_09/unidades_hidraulicas/RP_51016.pdf

Acesso em: Agosto 2010, (2010-a).

BOSCH – Rexroth Group – Catálogo Válvula Limitadora de Pressão Pilotada, disponível em:

http://www.boschrexroth.com/country_units/south_america/brasil/pt/catalogs/a_downloads_09/valvulas_pressao/RP_25802.pdf

Acesso em: Agosto 2010, (2010-b).

BOSCH – Rexroth Group – Catálogo Cilindro Hidráulico, disponível em:

http://www.boschrexroth.com/country_units/south_america/brasil/pt/catalogs/a_downloads_09/cilindro/RP_17032_05_00_11-09.pdf

Acesso em: Agosto 2010, (2010-c).

CAMOZZI – **Catalogue**. Ano 2004, 2005 e 2006.

CAMOZZI – Catálogo Cilindro Pneumático, disponível em:

http://catalogue.camozzi.com/res/pdf/ENG_1_1_20.PDF

Acesso em: Agosto 2010.

DE NEGRI, V. J. - **Sistemas hidráulicos e pneumáticos para automação e controle**: Parte I – Princípios Gerais da Hidráulica e Pneumática. Florianópolis, 2001. (2001-a), (Apostila do curso de pós-graduação).

DE NEGRI, V. J. - **Sistemas hidráulicos e pneumáticos para automação e controle**: Parte II – Sistemas Pneumáticos para Automação. Florianópolis, 2001. 73 p. (2001-b), (Apostila do curso de pós-graduação).

DE NEGRI, V.J. **Sistemas hidráulicos e pneumáticos para automação e controle** – Parte III. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 2001. (2001-c), (Apostila do curso de pós-graduação).

ECIL – Termopares, disponível em:
<http://www.ecil.com.br/site/pdf/termopares.pdf>
Acesso em: Agosto 2010.

FESTO. **Automação Pneumática**. Catálogo linha geral da Festo. São Paulo, 1996.

FESTO – Ficha Técnica Válvula Direcional Proporcional, disponível em:
http://www.festo.com/pnf/pt-br_br/products/catalog?action=search&key=mpye
Acesso em: Agosto 2010.

FESTO – Ficha Técnica Válvula Direcional Proporcional, disponível em:
http://www.festo.com/pnf/pt-br_br/products/catalog?action=search&key=mpye
Acesso em: Fevereiro 2011.

FURST, Fernando L. **Sistematização do Projeto Preliminar de Circuitos Hidráulicos com Controle de Posição**. Dissertação Mestrado - Curso de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal De Santa Catarina, Florianópolis, 2006.

FURST, F. L.; DE NEGRI, V. J. **Projeto de Sistemas Hidráulicos de Controle de Posição**. Projeto PADCT / REIVAX. Florianópolis, 2002.

FURST, F. L.; ALVES, G. D.; BORGES, J. B. **Determinação das Características de Vazão em Válvulas Pneumáticas: Análise de Normas**. Florianópolis, 1999).

GOMES, S. C. P. **Modelagem de Atritos Internos às Articulações de Robôs Manipuladores**. In: XIII CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA. CD-ROM. Belo Horizonte, MG. 1995.

GROSS, D. C.; RATTAN, K. S.; **A Feedforward MNN Controller for Pneumatic Cylinder Trajectory Tracking Control**, in Int. Conf. Neural Networks, 1997, vol. 2, pp. 1794-1799.

HARVEY, Curtis. **More than the Valve**. Hydraulics & Pneumatics, p. 38-42, dec. 2004.

HB - Domnick Hunter – Catálogo Filtro Pneumático, disponível em: <http://www.hbdh.com.br/catalogo/Catalogo-PURO.pdf>
Acesso em: Agosto 2010.

HBM – Transdutor de Pressão, disponível em: <http://www.hbm.com/pt/menu/produtos/transdutores-sensores/pressao/single/categorie/pressure-transducers/product/p8ap/backPID/pressure-transducer-for-pressure-measurement/>
Acesso em: Agosto 2010, (2010-a).

HBM – Célula de Carga, disponível em: <http://www.hbm.com/pt/menu/produtos/transdutores-sensores/forca/>
Acesso em: Agosto 2010, (2010-b).

HDA – Catálogo Filtro Hidráulico de Pressão, disponível em: <http://www.hdanet.com.br/>
Acesso em: Agosto 2010.

HENÉ, Mauro Damián; NASCIMENTO, Ahryman S. B. de S.; DE NEGRI, Victor J. **Relatório Técnico: Determinação de Parâmetros em Válvula Direcional Proporcional MPYE-5-M5-10-B segundo Norma ISO 6358**, LASHIP – UFSC. Florianópolis, Novembro 2009, (2009-a).

HENÉ, Mauro D.; NASCIMENTO, Ahryman S. B. de S.; DE NEGRI, Victor J. **Relatório Bancada IBYTU**, LASHIP – UFSC. Florianópolis, Dezembro 2009, (2009-b).

HENÉ, M. D.; ASAFF, Y; OLIVEIRA, L.; DE NEGRI, V. J. **Determination of the Operational Point for the Pneumatic System Sizing**. 7th

International Fluid Power Conference Aachen – Alemanha. 22-24 March – 2010.

HESSE, Stefan; **99 Exemplos de Aplicações Pneumáticas**, pneumática com manipulação, by Festo AG & Co., 2001.

HEUNG-YEOUL Shin; JAE-WON, Lee. **An expert system for pneumatic design**. Journal, Artificial Intelligence for Engineering Design, Analysis and Manufacturing, 1998, 12, 3-11.

HILDEBRANDT, Alexander; NEUMANN, R.; SAWODNY, Oliver. **Optimal System Design of SISO – Servopneumatic Positioning Drives**. IEEE Transactions on Control Systems Technology, Vol. 18, N°1, January 2010.

HOWE, R. Edwin. **5 Myths of Pneumatic Motion Control**. Pneumatic Systems – Hydraulics & Pneumatics – September, 2004.

ISO International Organization for Standardization, Fluid power systems and components. Components Using Compressible Fluids. **ISO 1219-1**. Graphic symbols and circuit diagrams -- Part 1: Graphic symbols for conventional use and data-processing applications, 2006.

ISO International Organization for Standardization, Fluid power systems and components. Components Using Compressible Fluids. **ISO 1219-2**. Graphic symbols and circuit diagrams -- Part 2: Circuit diagrams, 1995.

ISO International Organization for Standardization, Pneumatic Fluid Power. Components Using Compressible Fluids. **ISO 6358**. Determination of flow rate characteristics, 1989.

ISO International Organization for Standardization, Pneumatic Fluid Power. Components Using Compressible Fluids. **ISO 6431**. Single rod cylinders, 1 000 kPa (10 bar) series, with detachable mountings, bores from 32mm to 320mm -- Mounting dimensions, 1992.

ISO International Organization for Standardization, Pneumatic Fluid Power. Components Using Compressible Fluids. **ISO 6432**. Single rod cylinders -- 10 bar (1 000 kPa) series -- Bores from 8 to 25mm -- Mounting dimensions, 1985.

ISO International Organization for Standardization, Fluid Power Systems and Components – Vocabulary. **ISO 5598**, 2008.

KIMURA, T.; HARA, T.; FUJITA, T.; and KAGAWA, T., **Feedback linearization for pneumatic actuator systems with static friction**, Contr. Eng. Practice, vol. 5, no 10, pp. 1385-1394, 1997.

KRIVTS, Igor L., KREJNIN, German V. **Pneumatic Actuating Systems for Automatic Equipment. Structure and Design**. CRC Press, Taylor and Francis Group, 2006.

LINSINGEN, Irlan Von. **Fundamentos de Sistemas Hidráulicos**. 3 Edição Rev. - Editora da UFSC - Campus Universitário – Trindade – Florianópolis – SC.

LUCAS, G.; ASAFF, Y. E. ; DE NEGRI, Victor J.. **Bancada para ensaios de componentes e sistemas pneumáticos IBYTU** . In: XVI Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica, 2009, Florianópolis. XVI Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica, 2009.

MACHADO, C. **Compensação de atrito em atuadores hidráulicos utilizando redes neurais**. 2003. 86 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis. 2003.

MALLOY, J.. **10 Quick Guidelines for Sizing Pneumatic Actuators**. Power Engineering, v. 104, n.10, p. 114 e 116, oct. 2000.

MATTIAZZO, G.; MAURO, S.; RAPARELLI, T.; and VELARDOCCHIA, M.; **Control of a six-axis pneumatic robot**. J. Robotic Syst., vol. 19, no. 8, pp. 363-379, 2002.

MERRITT, H. E.. **Hydraulic Control Systems**. New York: John Wiley & Sons, 1967. 374 p.

Metal Work, Programa para o dimensionamento de válvulas. Disponível em:

<http://www.metalwork.it/eng/index.html>.

Acesso em: Agosto 2010. (2010-a)

Metal Work – Catálogo Filtro Pneumático, disponível em: <http://www.metalwork.it/eng/img/prodotti/gruppi/newdeal/33GB01%20FIL%20ND.pdf>.

Acesso em: Agosto 2010. (2010-b)

MOOG - Catálogo Servoválvula Hidráulica, disponível em: <http://www.moog.com/literature/ICD/Products/Valves/760seriesvalves.pdf>

Acesso em: Agosto 2010.

NBR 12602. Cilindros Pneumáticos de Haste Simples com Montagem Removível. ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas.

NUMATICS, Programa para o dimensionamento de válvulas. Disponível em:

<http://www.numatics.com/applications/numasizing/numasizing%20software.aspx>

NOURI, B. M. Y. *et al.* **Modeling a Pneumatic Servo Positioning System with Friction.** In: Proceedings of the American Control Conference, 2000, Chicago, Illinois. Proceedings of the ACC. Chicago, Illinois: jun. 2000. v. 2. p. 1067-1071.

OGATA, K. **Engenharia de Controle Moderno.** Rio de Janeiro: Prentice – Hall do Brasil Ltd., 1993.

OLIVEIRA, Lidiane G. **Determinação de Pontos de Operação para Conjuntos Válvula-Cilindro Pneumáticos.** Dissertação Mestrado em Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Santa Catarina: Florianópolis. 2009.

PARKER, **Tecnologia Pneumática Industrial.** Apostila M1001 BR, Parker Hannifin Ind. Com. Ltda, 2000.

PERONDI, E. A. **Controle Não-linear em Cascata de um Servoposicionador Pneumático com Compensação do Atrito.** Tese Doutorado em Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Santa Catarina: Florianópolis. 2002.

PERONDI, E. A., GUENTHER, R. **O Controle em Cascata de um Sistema Pneumático de Posicionamento.** In: XVI Congresso Brasilei-

ro de Engenharia Mecânica - COBEM 2001. Uberlândia. Anais do XVI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, 2001.

PHD, Programa para o dimensionamento de válvulas. Disponível em:
<http://www.phdinc.com/apps/Sizing/>

PINCHES, Michael J.; CALLEAR, Brian J.. **Power Pneumatics**. Prentice Hall, 1996. 368 p.

PORTELA SANTOS, Eduardo A. **Análise Teórico Experimental de um Posicionador Pneumático**. Dissertação Mestrado - Curso de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal De Santa Catarina, Florianópolis, 1996.

PNEUMATICS ONLINE, Programa para o dimensionamento de válvulas. Disponível em:
<http://www.pneumaticsonline.com/>

ROSS CONTROLS, Programa para o dimensionamento de válvulas. Disponível em:
<http://commerce.rosscontrols.com/webapp/wcs/stores/servlet/RCHomeDisplayView?storeId=10001&catalogId=10002>

SCHRADER BELLOWS. **Princípios Básicos, Produção, Distribuição e Condicionamento do Ar Comprimido**. Centro Didático de Automação, 19--. V, 115p.

SESMAT, S.; HUBERT, D.; GAUTIER, D.; BIDEAUX, E. **Pneumatic Component Characterization: Use of Measured Stagnation Pressures**. 7th International Fluid Power Conference Aachen – Alemanha. 22-24 March – 2010.

SHAMES, Irving H. **Mecânica dos Fluidos**. Volume 1 (Princípios Básicos), Volume 2 (Análise de Escoamentos). Ano 1973.

SMAOUI, M.; BRUN, X.; and THOMASSET, D.; **A Robust Differentiator-controller design for an electropneumatic system**, in Proc. Conf. Decision Contr. Eur. Contr. Conf., Seville, Spain, 2005, pp. 4385-4390.

SMAOUI, M.; BRUN, X.; and THOMASSET, D.; **Systematic Control of an Electropneumatic System: Integrator backstepping and sliding mode control**, IEEE Trans. Contr. Syst. Technol., vol. 14, no. 5, pp. 905-913, 2006.

THOMAS, M. B.; **Advanced Servo Control of a Pneumatic Actuator**, Ph.D. dissertation, Industrial Syst. Eng., Ohio State Univ., Columbus, 2003.

VALDIERO, Antonio Carlos. **Controle de Robôs Hidráulicos com Compensação de Atrito**. Tese de Doutorado - Curso de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal De Santa Catarina, Florianópolis, 2005.

VIEIRA, Agnelo Denis. **Análise Teórica Experimental de Servoposicionadores Lineares**. 1998. 202 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal De Santa Catarina, Florianópolis, 1998.

VIRVALO, T. **Modelling and Design of a Pneumatic Position Servo System Realizes with Commercial Components**. 1995. 191 f.. PhD Thesis – Tampere University of Technology, Tampere, 1995.

VIRVALO, T. **The Influence of Servo Valve Size on the Performance of a Pneumatic Position Servo**. In: Fifth International Conference on Fluid Power Transmission and Control, 2001, Hangzhou, China. ICFP 2001: Fifth International Conference on Fluid Power Transmission and Control. Hangzhou, China: 3-5 apr. 2001. p. 244-248.

WIKANDER, Jan. **Adaptive Control of Pneumatic Cylinders**. PhD Thesis – Department of Machine Elements. The Royal Institute of Technology, Sweden, 1988.

WU, Jianhui; GOLDFARB, Michael; BARTH, Eric. **On the Observability of Pressure in a Pneumatic Servo Actuator**. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Dec. 2004, Vol 126.

XIANG, F. and WIKANDER, J., **Block-oriented approximate feedback linearization for control of pneumatic actuator system**, Contr. Eng. Practice, vol. 12 no. 4, pp. 387-399, 2003.

ZHOU, H.. **Propneu – An Intelligent Software Tool**. In: Fifth International Conference on Fluid Power Transmission and Control. Hangzhou, China: 3-5 apr. 2001, p. 205-208.

APÊNDICES

APÊNDICE A

MAPA DE ATRITO

Para representar as forças de atrito atuantes no cilindro, utilizou-se o modelo do coeficiente de atrito viscoso variável proposto por Gomes (1995), o qual é empregado para estimar o atrito dos cilindros pneumáticos.

Os testes foram realizados na Bancada de Ensaios IBYTÚ do Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos, utilizando a configuração apresentada na Figura A 1.

Para gerar o mapa de atrito em ambos os atuadores pneumáticos, utilizou-se uma única válvula pneumática, sendo esta modelo MPYE-5-M5-010-B da marca Festo.

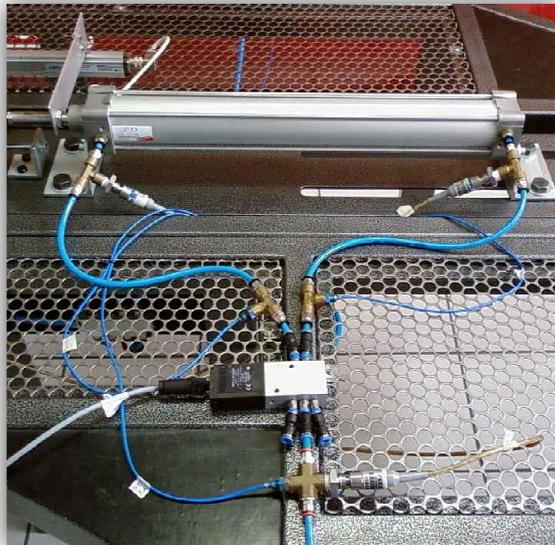


Figura A 1 - Conjunto válvula-cilindro para gerar Mapa de Atrito

Os ensaios foram realizados pela medição da força aplicada para uma movimentação com velocidade constante, de maneira que seja possível determinar a relação entre a força de atrito e a velocidade relativa entre as superfícies de contato.

A força no atuador é determinada através da medição da diferença de pressões nas câmaras, na condição de movimento em regime permanente. Sendo a força externa nula e a velocidade do pistão constante (regime permanente) e a aceleração é nula. Por meio da equação de movimento chega-se à seguinte expressão:

$$p_A A_A - p_B A_B - p_0(A_A - A_B) = F_{at}$$

Deste modo, medindo as pressões absolutas na câmara A e na câmara B do cilindro, é possível determinar o valor da força de atrito para cada valor da tensão aplicada ao solenóide da válvula.

Repetindo este procedimento para diferentes entradas de tensão na válvula, com um sistema em malha aberta, no caso de 0 V a 10 V, obteve-se o gráfico apresentado na Figura A 2 que corresponde a um cilindro CAMOZZI 60M2L063A0500. Este possui 500 mm de curso, diâmetro de 63 mm no êmbolo (d_e) e 20 mm da haste (d_h).

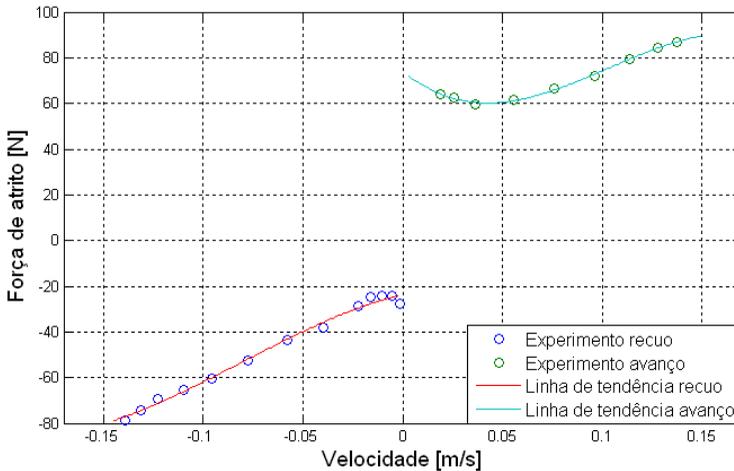


Figura A 2 - Mapa de atrito estático para cilindro assimétrico de 63 mm

A partir do mapa de atrito estático, apresentado na Figura A 2, obteve-se os valores de atrito tanto para o avanço como para o recuo em função da velocidade do atuador, os quais são apresentados na Tabela A 1 e Tabela A 2.

Tabela A 1 - Valores mapa de atrito estático cilindro assimétrico 63mm - Recuo

Velocidade [m/s]	Força de Atrito [N]
-0,1394	-78,58
-0,1312	-74,49
-0,1231	-69,29
-0,1098	-65,58
-0,096	-60,58
-0,0775	-52,61
-0,0578	-43,65
-0,0397	-37,9
-0,0222	-28,83
-0,0159	-24,7
-0,0102	-24,29
-0,0053	-24,2
-0,0014	-27,48

Tabela A 2 - Valores mapa de atrito estático cilindro assimétrico 63 mm - Avanço

Velocidade [m/s]	Força de Atrito [N]
0,0129	74,78
0,019	64,17
0,025	62,35
0,0364	59,4
0,0559	61,64
0,0759	66,44
0,0953	72,05
0,1136	79,21
0,1278	84,42
0,1376	86,9
0,1498	86,02

Utilizando o comando “Polyfit” do software MATLAB, podem-se encontrar curvas de funções polinomiais que representem eficientemente a trajetória das forças de atrito para os movimentos de avanço e retorno obtidos experimentalmente.

Neste trabalho, verificou-se que polinômios de terceira ordem podem representar o mapa estático de forma satisfatória. Os polinômios para o cilindro pneumático são:

✓ Para $\dot{x} < 0$:

$$f_{An}(\dot{x}) = C_{n0} + C_{n1}\dot{x} + C_{n2}\ddot{x} + C_{n3}\ddot{\ddot{x}}$$

✓ Para $\dot{x} > 0$:

$$f_{Ap}(\dot{x}) = C_{p0} + C_{p1}\dot{x} + C_{p2}\ddot{x} + C_{p3}\ddot{\ddot{x}}$$

O ajuste destes polinômios ao mapa estático resultou nos coeficientes apresentados na seguinte tabela:

Tabela A 3 - Coeficientes polinômio do mapa de atrito do cilindro 63 mm

<i>Polinômios</i>				
Polyn	$[-1.2678 \cdot 10^{-4}$	$-0.3063 \cdot 10^{-4}$	$0.0203 \cdot 10^{-4}$	$-0.0024 \cdot 10^{-4}]$
Polyp	$[-3.3611 \cdot 10^{-4}$	$1.0435 \cdot 10^{-4}$	$-0.0704 \cdot 10^{-4}$	$0.0074 \cdot 10^{-4}]$

Segundo a mesma metodologia, foi realizado o ensaio para determinar o mapa de atrito do cilindro CAMOZZI 60M2L125A0500 que possui um diâmetro do êmbolo de 125 mm e um diâmetro de 32 mm na haste, cujo curso é de 500 mm. Na Figura A 3 apresenta-se o mapa de atrito correspondente.

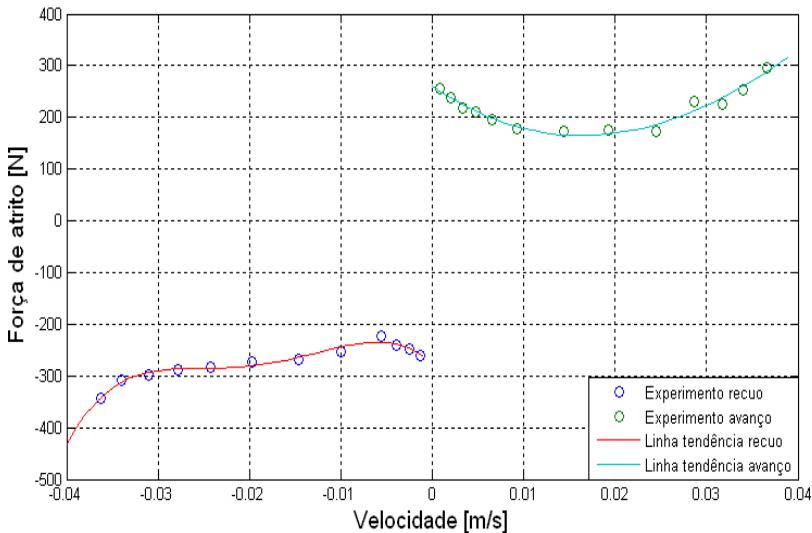


Figura A 3 - Valores mapa de atrito estático cilindro assimétrico 125 mm - Avanço

A partir do mapa de atrito estático, apresentado na Figura A 3, obteve-se os valores de atrito tanto para o avanço como para o recuo em função da velocidade do atuador, os quais são apresentados na Tabela A 4 e Tabela A 5.

Tabela A 4 - Valores mapa de atrito estático cilindro assimétrico 125 mm - Recuo

Velocidade [m/s]	Força de Atrito [N]
-0,039	-400,9
-0,038	-375,6
-0,036	-337,6
-0,034	-312,9
-0,032	-298
-0,030	-290,1
-0,028	-286,6
-0,026	-285,5
-0,024	-285
-0,022	-283,8
-0,020	-281,2
-0,018	-276,6
-0,016	-270
-0,014	-261,8
-0,012	-252,8
-0,010	-244,1
-0,007	-235,4
-0,005	-235,7
-0,002	-251
-0,001	-262,8

Tabela A 5 - Valores mapa de atrito estático cilindro assimétrico 125 mm - Avanço

Velocidade [m/s]	Força de Atrito [N]
0,00001	259,7
0,00101	248
0,005	209,5
0,01	178,5
0,013	168,6
0,016	165
0,019	167,3
0,022	175,4
0,024	183,8
0,026	194,6
0,028	207,7
0,030	223
0,032	240,5
0,034	260
0,036	281,4
0,038	304,8
0,039	317,2

Os polinômios que melhor se ajustaram à curva são os apresentados na Tabela A 6, com a particularidade que para o movimento de recuo, foi necessário um polinômio de quarta ordem.

Tabela A 6 - Coeficientes polinômio do mapa de atrito do cilindro 125 mm

<i>Polinômios</i>
Polyn=[-1.0786*e ⁹ -0.0812*e ⁹ -0.0020*e ⁹ -0.000*e ⁹ -0.000*e ⁹]
Polyp=[-1.5520*e ⁶ 0.4069*e ⁶ -0.0120*e ⁶ 0.0003*e ⁶]

APÊNDICE B

ENSAIOS SEGUNDO NORMA ISO 6358

Com o objetivo de determinar os coeficientes para caracterizar a capacidade de vazão da válvula proporcional direcional Festo MPYE-5-M5-010-B, quais sejam, a condutância sônica (C) e a razão de pressões crítica (b), foi montada uma bancada de ensaios atendendo às configurações estabelecidas pela Norma ISO 6358 (1989), as quais se apresentam na Figura B 1.

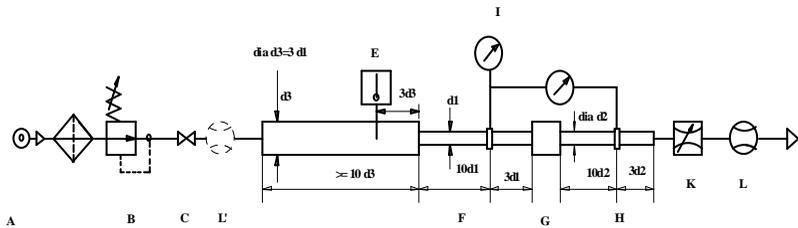


Figura B 1 - Circuito de ensaios para componentes com portas de entrada e saída (ISO 6358-1989)

As letras na Figura B 1 representam, respectivamente:

- ✓ A: Fonte de gás comprimido e filtro
- ✓ B: válvula reguladora de pressão
- ✓ C: válvula de bloqueio
- ✓ D: tubo de medição de temperatura
- ✓ E: termopar
- ✓ L e L': medidor de vazão³
- ✓ F: tomada de pressão a montante da válvula sob teste
- ✓ G: válvula sob teste
- ✓ H: tomada de pressão a jusante da válvula
- ✓ I: transdutor de pressão diferencial
- ✓ K: válvula reguladora de vazão

³ O medidor de vazão pode ser posicionado tanto em L ou L', nos testes optou-se pela posição L'.

Conforme estabelecido em norma, os ensaios devem ser realizados em todas as combinações de vias, resultando no cálculo de coeficientes ‘b’ e ‘C’ correspondentes. A condutância sônica é determinada por meio da seguinte equação:

$$C = \frac{q_m^*}{\rho_0 p_1^*} \sqrt{\frac{T_1^*}{T_0}}$$

Por sua vez, a razão de pressões crítica segundo Norma ISO 6358, pode ser calculada com base em duas equações. Neste trabalho optou-se pela equação descrita a seguir, devido ao fato de ter ocorrido variações de pressão e temperatura a montante da válvula entre diferentes ensaios.

$$b = 1 - \frac{\frac{\Delta p}{p_1}}{1 - \sqrt{1 - \left(\frac{q_m}{C^* \rho_0^* p_1} \sqrt{\frac{T_1}{T_0}} \right)^2}}$$

Os parâmetros correspondentes destas equações são:

- ✓ C = condutância sônica [s m⁴/kg] ou [m³/sPa]
- ✓ q_m^{*} = vazão mássica na condição sônica [kg/s]
- ✓ ρ₀^{*} = massa específica nas CNTP⁴ [kg/m³]
- ✓ p₁^{*} = pressão estática absoluta a montante, na condição sônica [Pa]
- ✓ T₁^{*} = temperatura absoluta a montante, na condição sônica [K]
- ✓ T₀ = temperatura absoluta nas CNTP⁵ [K]
- ✓ b = razão de pressões crítica [adimensional]
- ✓ Δp = queda de pressão entre montante e jusante [Pa]
- ✓ p₁ = pressão estática absoluta a montante [Pa]
- ✓ T₁ = temperatura absoluta a montante [K]
- ✓ q_m = vazão mássica [kg/s]

O procedimento de teste respeitou todas as premissas estipuladas pela norma. Inicialmente alcançou-se o escoamento sônico e, subsequentemente, foram atingidas vazões mássicas iguais a 80%, 60%, 40% e 20% de q_m^{*}.

⁴ CNTP: T₀ = 293,15 K; p₀ = 100 kPa (1bar); 65 % de umidade relativa.

Para cada par de vias ensaiada na válvula calculou-se um valor de condutância sônica e uma razão de pressão crítica conforme procedimento estabelecido em norma.

Três ensaios foram realizados em cada par de vias, sendo que, por motivos de instabilidade da pressão fornecida pelo sistema de ar comprimido da UFSC, o primeiro ensaio da válvula foi realizado a uma pressão absoluta de 8 bar, enquanto que os restantes foram realizados a uma pressão absoluta de 7 bar.

Na Figura B 2 apresenta-se a nomenclatura utilizada pela válvula MPYE-5-M5-010-B. Na Tabela da Figura B 2 apresenta-se as respectivas correspondências utilizadas neste trabalho.

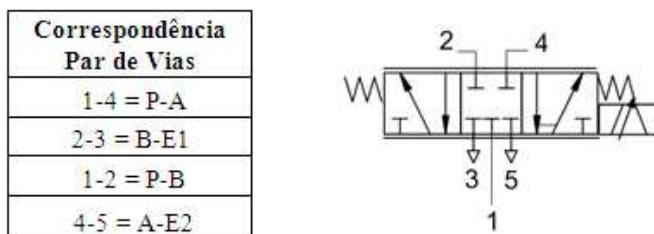


Figura B 2 - Esquemático e correspondência da válvula

A seguir são apresentados os dados obtidos como resultado dos ensaios realizados em cada par de vias da válvula.

Tabela B 1 - Via 1-4 (1º Ensaio)

	p_1 [Pa]	p_2 [Pa]	T_1 [K]	q_m (kg/s)	b
100%	$8,028 \cdot 10^5$	$3,911 \cdot 10^5$	298,13	0,0032	0,48718
80%	$8,017 \cdot 10^5$	$5,783 \cdot 10^5$	298,09	0,00254	0,29779
60%	$8,024 \cdot 10^5$	$6,891 \cdot 10^5$	298,13	0,00192	0,29728
40%	$8,038 \cdot 10^5$	$7,784 \cdot 10^5$	298,21	0,00128	0,62553
20%	$8,016 \cdot 10^5$	$7,922 \cdot 10^5$	298,33	0,00062	0,40018

Com base na Tabela B 1 os valores obtidos são os seguintes:

- ✓ - Valor médio de 'b' = **0,4052**
- ✓ - Valor de 'C' = **$3,33578 \cdot 10^{-9}$ [m³/sPa]**

Tabela B 2 - Via 1-4 (2° Ensaio)

	p_1 [Pa]	p_2 [Pa]	T_1 [K]	q_m (kg/s)	b
100%	$7,027*10^5$	$3,355*10^5$	299,79	0,00269	0,47746
80%	$7,017*10^5$	$5,137*10^5$	299,83	0,00215	0,33288
60%	$7,019*10^5$	$6,519*10^5$	299,79	0,00162	0,64965
40%	$7,022*10^5$	$6,762*10^5$	299,84	0,00107	0,55724
20%	$7,024*10^5$	$6,918*10^5$	299,89	0,00053	0,25399

Com base na Tabela B 2, obtêm-se os seguintes valores:

- ✓ - Valor médio de 'b' = **0,4484**
- ✓ - Valor de 'C' = **$3,21248*10^{-9}$ [m³/sPa]**

Tabela B 3 - Via 1-4 (3° Ensaio)

	p_1 [Pa]	p_2 [Pa]	T_1 [K]	q_m (kg/s)	b
100%	$7,002*10^5$	$3,009*10^5$	298,56	0,00268	0,42975
80%	$7,024*10^5$	$5,091*10^5$	298,29	0,00214	0,30559
60%	$7,021*10^5$	$6,410*10^5$	298,31	0,00161	0,56206
40%	$7,022*10^5$	$6,780*10^5$	298,34	0,00107	0,58409
20%	$7,023*10^5$	$6,917*10^5$	298,36	0,00053	0,24794

Com base na Tabela B 3, obtêm-se os seguintes valores:

- ✓ - Valor médio de 'b' = **0,4249**
- ✓ - Valor de 'C' = **$3,21255*10^{-9}$ [m³/sPa]**

Tabela B 4 - Via 2-3 (1° Ensaio)

	p_1 [Pa]	p_2 [Pa]	T_1 [K]	q_m (kg/s)	b
100%	$8,018*10^5$	$4,006*10^5$	298,31	0,00312	0,49964
80%	$8,018*10^5$	$5,721*10^5$	298,49	0,00253	0,31305
60%	$8,017*10^5$	$6,940*10^5$	298,49	0,00193	0,37546
40%	$8,023*10^5$	$7,771*10^5$	298,53	0,00124	0,61823
20%	$8,019*10^5$	$7,923*10^5$	298,62	0,00061	0,38691

Com base na Tabela B 4 os valores obtidos são os seguintes:

- ✓ - Valor médio de 'b' = **0,4234**
- ✓ - Valor de 'C' = **$3,25847 \cdot 10^{-9}$** [m³/sPa]

Tabela B 5 - Via 2-3 (2° Ensaio)

	p₁ [Pa]	p₂ [Pa]	T₁ [K]	q_m (kg/s)	b
100%	7,018*10 ⁵	3,421*10 ⁵	297,72	0,00264	0,48748
80%	7,017*10 ⁵	5,215*10 ⁵	297,63	0,00211	0,35799
60%	7,014*10 ⁵	6,410*10 ⁵	297,64	0,00158	0,56987
40%	7,016*10 ⁵	6,757*10 ⁵	297,7	0,00105	0,55806
20%	7,022*10 ⁵	6,908*10 ⁵	297,67	0,00052	0,19543

Com base na Tabela B 5, obtêm-se os seguintes valores:

- ✓ - Valor médio de 'b' = **0,4203**
- ✓ - Valor de 'C' = **$3,1459 \cdot 10^{-9}$** [m³/sPa]

Tabela B 6 - Via 2-3 (3° Ensaio)

	p₁ [Pa]	p₂ [Pa]	T₁ [K]	q_m (kg/s)	b
100%	7,030*10 ⁵	3,500*10 ⁵	298,17	0,00263	0,497887
80%	7,005*10 ⁵	5,141*10 ⁵	297,92	0,00210	0,34035
60%	7,021*10 ⁵	6,414*10 ⁵	297,88	0,00157	0,56851
40%	7,012*10 ⁵	6,755*10 ⁵	297,91	0,00105	0,56294
20%	7,016*10 ⁵	6,903*10 ⁵	297,95	0,00052	0,205478

Com base na Tabela B 6, obtêm-se os seguintes valores:

- ✓ - Valor médio de 'b' = **0,4193**
- ✓ - Valor de 'C' = **$3,131 \cdot 10^{-9}$** [m³/sPa]

Tabela B 7 - Via 1-2 (1° Ensaio)

	p_1 [Pa]	p_2 [Pa]	T_1 [K]	q_m (kg/s)	b
100%	$8,017*10^5$	$3,611*10^5$	298,14	0,00340	0,45043
80%	$8,021*10^5$	$5,649*10^5$	298,21	0,00271	0,24962
60%	$8,015*10^5$	$6,849*10^5$	298,25	0,00201	0,25183
40%	$8,023*10^5$	$7,767*10^5$	298,32	0,00136	0,61533
20%	$8,020*10^5$	$7,919*10^5$	298,4	0,00069	0,39485

Com base na Tabela B 7 os valores obtidos são os seguintes:

- ✓ - Valor médio de 'b' = **0,3779**
- ✓ - Valor de 'C' = **$3,55859*10^{-9}$ [m³/sPa]**

Tabela B 8 - Via 1-2 (2° Ensaio)

	p_1 [Pa]	p_2 [Pa]	T_1 [K]	q_m (kg/s)	b
100%	$7,032*10^5$	$3,122*10^5$	298,35	0,00280	0,44399
80%	$7,019*10^5$	$4,894*10^5$	298,19	0,00224	0,24616
60%	$7,023*10^5$	$6,262*10^5$	298,18	0,00168	0,45915
40%	$7,023*10^5$	$6,774*10^5$	298,2	0,00112	0,57655
20%	$7,020*10^5$	$6,915*10^5$	298,24	0,00056	0,26199

Com base na Tabela B 8, obtêm-se os seguintes valores:

- ✓ - Valor médio de 'b' = **0,386**
- ✓ - Valor de 'C' = **$3,3382*10^{-9}$ [m³/sPa]**

Tabela B 9 - Via 1-2 (3° Ensaio)

	p_1 [Pa]	p_2 [Pa]	T_1 [K]	q_m (kg/s)	b
100%	$7,018*10^5$	$3,333*10^5$	300,05	0,00274	0,47494
80%	$7,018*10^5$	$5,015*10^5$	300,1	0,00219	0,28666
60%	$7,010*10^5$	$6,420*10^5$	300,15	0,00164	0,58042
40%	$7,018*10^5$	$6,778*10^5$	300,16	0,00109	0,58897
20%	$7,014*10^5$	$6,917*10^5$	300,2	0,00054	0,31667

Com base na Tabela B 9, obtêm-se os seguintes valores:

- ✓ - Valor médio de 'b' = **0,4432**
- ✓ - Valor de 'C' = **$3,2778 \cdot 10^{-9}$** [m³/sPa]

Tabela B 10 - Via 4-5 (1° Ensaio)

	p₁ [Pa]	p₂ [Pa]	T₁ [K]	q_m (kg/s)	b
100%	8,016*10 ⁵	3,609*10 ⁵	298,18	0,00340	0,45024
80%	8,021*10 ⁵	5,644*10 ⁵	298,24	0,00271	0,24593
60%	8,015*10 ⁵	6,850*10 ⁵	298,25	0,00202	0,25578
40%	8,023*10 ⁵	7,767*10 ⁵	298,32	0,00135	0,61414
20%	8,020*10 ⁵	7,920*10 ⁵	298,42	0,00070	0,41751

Com base na Tabela B 10 os valores obtidos são os seguintes:

- ✓ - Valor médio de 'b' = **0,3833**
- ✓ - Valor de 'C' = **$3,55196 \cdot 10^{-9}$** [m³/sPa]

Tabela B 11 - Via 4-5 (2° Ensaio)

	p₁ [Pa]	p₂ [Pa]	T₁ [K]	q_m (kg/s)	b
100%	7,020*10 ⁵	3,108*10 ⁵	299,08	0,00290	0,44275
80%	7,019*10 ⁵	5,032*10 ⁵	298,44	0,00232	0,36015
60%	7,013*10 ⁵	6,038*10 ⁵	298,38	0,00174	0,36156
40%	7,029*10 ⁵	6,753*10 ⁵	298,39	0,00116	0,56373
20%	7,012*10 ⁵	6,900*10 ⁵	298,44	0,00058	0,26798

Com base na Tabela B 11, obtêm-se os seguintes valores:

- ✓ - Valor médio de 'b' = **0,3884**
- ✓ - Valor de 'C' = **$3,46739 \cdot 10^{-9}$** [m³/sPa]

Tabela B 12 - Via 4-5 (3° Ensaio)

	p_1 [Pa]	p_2 [Pa]	T_1 [K]	q_m (kg/s)	b
100%	$7,011*10^5$	$3,234*10^5$	299,56	0,00291	0,46129
80%	$7,019*10^5$	$4,965*10^5$	298,68	0,00231	0,36873
60%	$7,021*10^5$	$6,111*10^5$	298,68	0,00173	0,42603
40%	$7,022*10^5$	$6,768*10^5$	298,6	0,00115	0,6122
20%	$7,020*10^5$	$6,915*10^5$	298,63	0,00057	0,33549

Com base na Tabela B 12, obtêm-se os seguintes valores:

- ✓ - Valor médio de 'b' = **0,4356**
- ✓ - Valor de 'C' = **$3,48779*10^{-9}$ [m³/sPa]**

Uma vez obtidos os valores de b e C dos três ensaios realizados em cada par de vias da válvula, calculou-se uma média destes valores cujos resultados são apresentados a seguir.

Via 1-4:

- ✓ Valor de 'b' = 0,426
- ✓ Valor de 'C' = $3,2536*10^{-9}$ [m³/sPa]

Via 2-3:

- ✓ Valor de 'b' = 0,421
- ✓ Valor de 'C' = $3,1784*10^{-9}$ [m³/sPa]

Via 1-2:

- ✓ Valor de 'b' = 0,4023
- ✓ Valor de 'C' = $3,3915*10^{-9}$ [m³/sPa]

Via 4-5:

- ✓ Valor de 'b' = 0,4024
- ✓ Valor de 'C' = $3,5023*10^{-9}$ [m³/sPa]