

**HANS GÜNTHER POLL**

**VÁLVULAS DE CONTROLE ACOPLADAS  
A REDES HIDRÁULICAS**

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

**SÃO PAULO**

**1999**

**HANS GÜNTHER POLL**

**VÁLVULAS DE CONTROLE ACOPLADAS  
A REDES HIDRÁULICAS**

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

**Área de Concentração:  
Engenharia Mecânica**

**Orientador:  
Prof. Dr. Edmundo Koelle**

**SÃO PAULO**

**1999**



FT-1376

**DEDALUS - Acervo - EP-EPBC**

Valvulas de controle acopladas a redes hidraulicas.



31200026029

Aos meus pais, e a todos  
que considero pertencentes  
a minha família.

## Agradecimentos

Agradecemos ao amigo e orientador Prof. Dr. EDMUNDO KOELLE pela perseverante motivação e apoio dado para realização deste trabalho. Certamente não atingiríamos um resultado se não fossem as corretas direções indicadas e a fundamental experiência tanto teórica quanto prática transferidas durante as muitas discussões técnicas. Um sincero Muito Obrigado.

Agradecemos à COMPANHIA METALÚRGICA BARBARÁ, na pessoa específica do Eng.º JOSÉ SIDNEY DE ARAUJO, pelo importante apoio na realização dos ensaios experimentais no laboratório e pelo dedicado interesse em ajudar este trabalho.

Agradecemos ao Eng.º Msc. WLAMIR RODRIGUES, da SANASA-CAMPINAS, pelo auxílio no trabalho experimental realizado e pela sempre presente atenção e dedicação dispensada.

Agradecemos também ao departamento de engenharia HIDRÁULICA/CIVIL da UNICAMP por termos apoiado e cedido os sensores de medição de pressão para a realização dos ensaios no campo.

Agradecemos também ao Prof. Dr. FRANCISCO EMÍLIO B. NIGRO pelos experientes e importantes comentários tecidos durante a realização deste trabalho que muito nos ajudaram na nossa conclusão.

# Tese de Doutorado: "Válvulas de Controle Acopladas à Redes Hidráulicas"

Hans Günther Poll - Apresentação de 17.11.99

## ERRATA

1.) Pág XVII . INCLUSÃO. Final.

"!= : Símbolo equivalente à  $\neq$  (sinal de diferente) "

2.) Pág 7. INCLUSÃO. Linha 16.

"A primeira publicação sobre transientes hidráulicos surge em 1967 através de WYLIE & STREETER com a publicação de "Hydraulic Transients" "

3.) Pág. 8. ALTERAÇÃO . Linhas 11 e 12

Onde se lê "surge somente em 1983..." , deve-se ler "surge em 1979 (1ª. edição) ... "  
Onde se lê "equações diferenciais parabólicas...." , deve-se ler " equações diferenciais hiperbólicas...."

4.) Pág 10. ALTERAÇÃO.

Onde se lê "equações diferenciais parciais, equações parabólicas..." deve-se ler " equações diferenciais parciais," somente.

5.) Pág 12. ALTERAÇÃO.

Onde se lê "forçados a..." deve-se ler "forçados a usufruir..."

6.) Pág 37. ALTERAÇÃO linha 21

Onde se lê "O modelo não linear..." , deve-se ler "O modelo não linear , usado por GERMANOPOULOS,..." "

7.) Pág 76. INCLUSÃO. Figura 76

A primeira seta a esquerda deve conter a inscrição " $y_{p1}$ ". A segunda no quadro azul, abaixo , " $y_{p2}$ " e a terceira a direita mais baixa " $y$ "

8.) Pág 78. ALTERAÇÃO . Equação (4.6)

Onde se lê  $F_{at} = \frac{F_L}{M}$  deve se ler  $F_{at} = \frac{F_L}{M} \text{sgn}(\dot{y})$

9.) Pág 85. ALTERAÇÃO. linha 15

Onde se lê,  $y^t = f(P_L^t, C_{dv}, P_1^{t-\Delta t}, P_2^{t-\Delta t})$ , deve-se ler  $y^t = f(P_L^t, C_{dv}, P_1^{t-\Delta t}, P_2^{t-\Delta t}, y^{t-\Delta t})$

10.) Pág 88. ALTERAÇÃO. linha 23

Onde se lê "função inteligente..." , deve –se ler "função computacional..."

11.) Pág 90. ALTERAÇÃO. linha 6

Onde se lê "em função de a e a..." , deve-se ler "em função de a e  $\alpha$ ..."

12.) Pág 101. ALTERAÇÃO. Figuras 4.17 e 4.18

Onde lê, "Deslocamento  $\times 10^{2n}$ " , deve-se ler " Deslocamento" , somente.

13.) Pág 104. ALTERAÇÃO. linha 104

Onde se lê " componente  $D_5$ ..." deve-se ler "componente  $q_5$ ..."

14.) Pág 144. ALTERAÇÃO. linha 9

Onde se lê "para a pressã ..." , deve-se ler "para a carga ..."

15.) Pág 148. ALTERAÇÃO. linha 1 e expressão (4.115) e (4.116)  
Onde se lê, "ENO não tubo...", deve-se ler " ENO não dinâmico resistivo..."  
Onde se lê,  $H_{PE} = H_{P2} - H_{P1} = C_{DV} Q_{PE} | Q_{PE} |$ ,  
deve-se ler  $H_{PE} = H_{P2} - H_{P1} = C_V Q_{PE} | Q_{PE} |$

Onde se lê,  $C_V = \frac{1}{\sqrt{2 \cdot g \cdot A_0 \cdot \xi(\alpha) + 1}}$ , deve-se ler  $C_{DV} = \xi(\alpha) = \frac{1}{\sqrt{2 \cdot g \cdot A_0 \cdot C_V}}$  pois

$$C_{DV} = \xi(\alpha) = \frac{1}{\sqrt{K}}$$

16.) Pág 151. ALTERAÇÃO. linhas 4 e 13  
Onde se lê, "Hz", deve-se ler "rad/s"

17.) Pág 152. ALTERAÇÃO. linha 1  
Onde se lê, "Hz", deve-se ler "rad/s"

18.) Pág 157. ALTERAÇÃO. linha 17.  
Onde se lê, "inflexível...", deve-se ler "rígido..."

19.) Pág 190. INCLUSÃO. Após primeiro parágrafo.  
Inclusão de Parágrafo Único.

"Apesar do modelo ter sido desenvolvido para uma aplicação em redes de caráter genérico, que podem ser de baixa ou alta frequência de operação, fomos obrigados a executar a calibração do mesmo exclusivamente para uma rede de baixa frequência em virtude do tipo de recurso laboratorial disponível. Estes recursos, apenas adequados para uma medição "em campo", permitem obtenção de dados confiáveis até em escalas mínimas de 0.01s devido as limitações dos transdutores de pressão e posição. Por causa dessa limitação de aquisição de dados, incluímos, propositalmente, a jusante da tubulação principal um PEAD, tubo flexível, de 200 metros de comprimento"

20.) Pág 202. ALTERAÇÃO. linha 6.  
Onde se lê, "21 m.c.a.", deve-se ler " 7 m.c.a."

21.) Pág 203. EXCLUSÃO. linhas 11-14  
Favor excluir, ou desconsiderar duas últimas orações desta página.

22.) Pág 226. ALTERAÇÃO. linha 2.  
Onde se lê, "encontra calibrado...", deve-se ler " encontra adequado..."

23.) Pág 227. ALTERAÇÃO. linha 24.  
Onde se lê, "fator de correção...", deve-se ler " fator de conversão..."

24.) Pág 269. INCLUSÃO. Parágrafo único  
Incluir parágrafo único:

"O fator  $k_3$  que se melhor adaptou a esta instalação foi o de igual a 0.7. Este, permanece constante durante a simulação sendo exclusivo a essa instalação. A presença deste fator permite que se adeque as frequências de oscilação de pressão calculadas as frequências observadas na medição sem que se afete os valores das amplitudes, principalmente iniciais, de oscilação."

# Sumário

<b>1.0) Introdução</b> .....	1
<b>2.0) Revisão Bibliográfica</b> .....	6
<b>2.1) A simulação de transientes em redes hidráulicas</b> .....	7
<b>2.2) Válvulas de controle e acoplamento</b> .....	22
<b>2.3) Controle de redes Hidráulicas</b> .....	27
<b>3.0) Descrição da VCA</b> .....	39
<b>3.1) Tipos construtivos</b> .....	39
<b>3.2) VCA Modelada matematicamente</b> .....	43
<b>3.3) O funcionamento da VCA em operação de regulação</b> .....	49
<b>3.4) Sistemas Piloto de Válvulas de Controle</b> .....	55
<b>3.5) Análise geométrica e dimensional da VCA e do piloto</b> .....	68
<b>4.0) O Modelo Matemático</b> .....	72
<b>4.1) O sistema da válvula de controle automático acoplado à rede</b> .....	73
<b>4.2) A condição de contorno da Válvula de Controle Automático</b> .....	75
4.2.1) A equação diferencial de 2 <sup>a</sup> ordem do movimento do obturador. ....	78
4.2.2) A equação da continuidade pela câmara do diafragma da VCA .....	86
4.2.3) A equação diferencial de 2 <sup>a</sup> ordem do movto. da haste do piloto. ...	105
4.2.4) A equação da continuidade na câmara do diafragma do piloto .....	114
4.2.5) Solução numérica das equações difs. ordinárias de 1 <sup>a</sup> e 2 <sup>a</sup> ordem ..	124
4.2.5.1) Método de Euler Modificado .....	126

4.2.5.2) Método de Runge-Kutta de Quarta Ordem . . . . .	129
4.2.5.3) Método de Runge-Kutt-Fehlberg de Sexta Ordem . . . . .	131
4.2.6) Métodos para es encontrar raízes de funções não lineares . . .	133
4.2.6.1) Método de Newton-Raphson . . . . .	133
4.2.6.2) Método de Müller . . . . .	134
<b>4.3) Modelo de redes modificado MOCM–Equações de acoplamento.</b>	<b>136</b>
<b>4.4) Análise das frequências de trabalho do sistema Rede-VCA . . . . .</b>	<b>149</b>
<b>5.0) O Ensaio Hidráulico Experimental . . . . .</b>	<b>156</b>
5.1) A bancada de testes utilizada para os ensaios . . . . .	156
5.2) O equipamento de medição utilizado . . . . .	163
5.2.1) O regulador de redes . . . . .	164
5.2.1.1) Interfaces do regulador . . . . .	165
5.2.1.2) Programação do regulador . . . . .	182
5.3) Medição de posição da VCA . . . . .	184
5.4) Medição de pressão . . . . .	187
<b>6.0) A Calibração do Modelo Matemático . . . . .</b>	<b>190</b>
6.1) Estratégia de Calibração . . . . .	190
6.2) Os transientes testados na VCA . . . . .	192
<b>6.3) Comparação dos resultados com o Modelo da VCA . . . . .</b>	<b>200</b>
6.3.1) ETAPA 1 – Calibração da condição de contorno da VCA . . . . .	200
6.3.2) ETAPA 2 – Calibração do modelo da rede calculado pelo MOC . .	218
6.3.3) ETAPA 2 – Calibração do conjunto completo . . . . .	242

<b>7.0) Análise Crítica do Modelo e da VCA</b> .....	251
<b>7.1) Análise do equacionamento dinâmico</b> .....	251
<b>7.2) Procedimento para determinação do ponto de operação da VCA</b>	256
<b>7.3) Análise Crítica de funcionamento</b> .....	263
<b>8.0) Conclusões</b> .....	268
<b>Apêndice A</b> .....	270
<b>A.1) Forma Geral da EQM com termo de atrito:</b> .....	270
<b>A.2) Equações características do MOCM</b> .....	271
<b>A.3) Equações a Direita e à Esquerda de P.</b> .....	273
<b>Apêndice B.</b> .....	277
<b>B.1) O sistema simulador</b> .....	277
B.1.1) Laço principal do módulo de simulação de redes .....	279
B.1.2) Rotina para cálculo dos Tubos e funções associadas. ....	283
B.1.3) Rotina de chamada das subrotinas da VCA. ....	285
<b>B.2) Condição de Contorno – VCA – Regime permanente</b> .....	289
B.2.1) Laço principal do módulo VCA0 .....	289
B.2.2) Função de Cálculo em Regime permanente do módulo VCA0. ...	290
<b>B.3) Condição de Contorno – VCA – Regime Transitório</b> .....	293
B.3.1) Laço principal do módulo VCA1 .....	293
B.3.2) Funções auxiliares do módulo VCA 1 .....	298
<b>Referências Bibliográficas</b> .....	299

## Índice de Figuras

Figura 1.0 : VCA - Fonte (6) .....	5
Figura 2.1 : Comparação de dados medidos e calculados Amortecimento inadequado (12). .....	13
Figura 2.2 : Desenvolvimento do Perfil de Velocidades (21) .....	15
Figura 2.3 : Malha de Cálculo para modelo de atrito por diferenças finitas (14) .....	16
Figura 2.4 : Malha de Cálculo para o MOC com modelo de atrito (14) .....	18
Figura 2.5 : Instalação de Recanati – Itália (11) .....	24
Figura 2.6 : Módulos do regulador de Redes (57) .....	28
Figura 2.7 : Ligação de sistema de controle com KYPIPE -(24) .....	29
Figura 2.8 : Controle e Dados do sistema de gerenciamento da rede (49) ..	30
Figura 2.9 : Arquitetura em Anel do sistema da rede de Paris (49) .....	31
Figura 2.10: Integração sequencial (72) .....	32
Figura 2.11: Integração de módulos com processamento paralelo (72) .....	32
Figura 2.12: Plataforma de testes WaterCIME (70) .....	34
Figura 2.13: Algoritmo integrado GLOBE e EPANET (01) .....	36
Figura 3.1 : Válvulas de controle Série 700 – BERMAD (06) .....	40
Figura 3.2 : Válvula de controle de Bombas.(06) .....	40
Figura 3.3 : Válvula de plástico para aplicações residenciais.(06) .....	41
Figura 3.4 : VCA p/ redução de pressão de plástico dotada de piloto (06) ..	41
Figura 3.5 : Faixa de operação para VCAs de plástico (06) .....	42
Figura 3.6 : Válvula de ferro fundido. Corpo básico (06) .....	43
Figura 3.7 : VCA de 3 polegadas em corte – Válvula Modelada e Ensaçada	44

Figura 3.8 : Fluxo de fluido dentro da VCA – Visão 3D (06) . . . . .	45
Figura 3.9 : Câmara do Diafragma da VCA de 3 polegadas . . . . .	46
Figura 3.10: Tampa inferior da Câmara do Diafragma da VCA de 3 pol. . . . .	47
Figura 3.11: Tampa Superior da Câmara do Diafragma da VCA . . . . .	47
Figura 3.12: Diafragma da VCA . . . . .	48
Figura 3.13: Esquema de regulação da VCA (06) . . . . .	49
Figura 3.14: Regulagem no parafuso de pre-tensionamento da mola do diafragma (06) . . . . .	52
Figura 3.15: Lei característica da VCA (6) . . . . .	53
Figura 3.16: V Port acoplado ao conjunto de atuação da VCA . . . . .	54
Figura 3.17: Válvulas Piloto (06) . . . . .	55
Figura 3.18: Válvula piloto de simples ação (06) . . . . .	56
Figura 3.19: Desenho do Piloto . . . . .	58
Figura 3.20: Principais peças e subconjuntos do piloto . . . . .	59
Figura 3.21: Tampa superior do piloto e parafuso de ajuste . . . . .	60
Figura 3.22: Mola superior do piloto . . . . .	61
Figura 3.23: Conjunto do Diafragma do piloto . . . . .	62
Figura 3.24: Corpo do piloto . . . . .	63
Figura 3.25: Conjunto do êmbolo e mola de retorno inferior . . . . .	65
Figura 3.26: Posição relativa entre êmbolo e sede da vedação . . . . .	65
Figura 3.27: Posição de funcionamento entre hastes . . . . .	66
Figura 3.28: Agulha do piloto . . . . .	67
Figura 3.29: Avaliação da Elasticidade da Mola por (3.2) . . . . .	71
Figura 4.1 : Condição de contorno do Equacionamento de Redes. . . . .	73
Figura 4.2 : Modelo do esquema hidráulico de controle . . . . .	76

Figura 4.3 : Equação da dinâmica do Obturador . . . . .	78
Figura 4.4 : Detalhe dos parâmetros no escoamento no Obturador . . . . .	82
Figura 4.5 : Pressão PL atuando sobre o diafragma do obturador . . . . .	84
Figura 4.6 : Continuidade nos volumes de controle do Diafragma da VCA .	86
Figura 4.7 : Vazão $q_1$ passando pelo agulha . . . . .	90
Figura 4.8 : Escoamento pela região da agulha . . . . .	91
Figura 4.9 : Escoamento pelo piloto . . . . .	93
Figura 4.10: Geometria detalhada e Estudo de volume da Câmara . . . . .	94
Figura 4.11: Estudo de volume da Câmara para 6 posições . . . . .	95
Figura 4.12: Tabela para cálculo do diâmetro equivalente . . . . .	96
Figura 4.13: Curva Constante da variação volumétrica . . . . .	96
Figura 4.14: Posições do diafragma dentro da Câmara da VCA . . . . .	98
Figura 4.15: Condição de movimento descendente do Obturador . . . . .	99
Figura 4.16: Condição de VCA parada- Deformação parabólica . . . . .	100
Figura 4.17: Deformação parabólica como função da posição radial . . . . .	101
Figura 4.18: Análise da Deformação parabólica no diafragma para diferentes diferenças de pressão. . . . .	101
Figura 4.19: Tabela de análise da deformação no diafragma . . . . .	102
Figura 4.20: Análise do comportamento da variação volumétrica em função da diferença de pressão . . . . .	103
Figura 4.21: Situação em que o diafragma está encostado à tampa inferior	104
Figura 4.22: Sistema 1 de movimentação da haste do piloto. . . . .	106
Figura 4.23: Sistema 2 de movimentação do êmbolo da vedação . . . . .	110
Figura 4.24: Detalhe do êmbolo da vedação . . . . .	114
Figura 4.25: Detalhe do volume de controle da Câmara do Piloto . . . . .	115

Figura 4.26: Estudo da variação volumétrica no diafragma do piloto . . . . .	118
Figura 4.27: Tabela para cálculo do diâmetro equivalente . . . . .	119
Figura 4.28: Curva Constante da variação volumétrica . . . . .	119
Figura 4.29: Valor $y_{p1}$ relativo a posição de equilíbrio . . . . .	120
Figura 4.30: Condição de Haste parada- Deformação parabólica. . . . .	121
Figura 4.31: Condição de Haste parada- Tensões a 20 m.c.a. . . . .	122
Figura 4.32: Análise da Deformação parabólica no diafragma para diferentes diferenças de pressão. . . . .	122
Figura 4.33: Análise da variação volumétrica em função da diferença de pressão . . . . .	123
Figura 4.3 : Malha de Cálculo sem o fator de atrito composto das parcelas estacionária e transitória . . . . .	141
Figura 4.35: Malha de Cálculo com fator de atrito composto . . . . .	142
Figura 4.36: Nó da rede hidráulica . . . . .	145
Figura 4.37: Divisão dos intervalos de tempo de cálculo . . . . .	152
Figura 4.38: Comparação da resposta de $y$ (4.1) por Euler . . . . .	154
Figura 4.39: Comparação da resposta de $y$ (4.1) por Runge-Kutta . . . . .	154
Figura 4.40: Comparação da resposta de $y$ (4.1) por Runge-Kutta-Fehlberg	155
Figura 4.41: Comparação da resposta de $y$ (4.1) sobre amortecida . . . . .	155
Figura 5.1 : Esquema da rede usada para testes . . . . .	157
Figura 5.2 : Desenho da Rede Hidráulica . . . . .	158
Figura 5.3 : Bancada de testes de Válvulas da BARBARÁ. . . . .	160
Figura 5.4 : Bancada de testes de Válvulas da BARBARÁ. . . . .	161
Figura 5.6 : Bomba da rede da bancada de Testes. . . . .	161
Figura 5.7 : Válvula solenóide a jusante da Bomba. . . . .	162

Figura 5.8 : PEAD. ....	162
Figura 5.9 : Pontos de medição na instalação da BARBARÁ. ....	163
Figura 5.10: Regulador de Redes. ....	165
Figura 5.11: Interface 1 – Acoplamento ao PC. ....	167
Figura 5.12: Interface 1 do Regulador Eletrônico – Entradas digitais. ....	169
Figura 5.13: Interface 1 do Regulador Eletrônico – Saídas digitais. ....	169
Figura 5.14: Interface 2 do Regulador Eletrônico – Entradas Analógicas. ...	172
Figura 5.15: Terminais de interfaces paralela e serial. ....	173
Figura 5.16: Circuito para medição digital do valor de uma resistência. ....	173
Figura 5.17: Circuito para medição de tensão de 10 -10 V. ....	176
Figura 5.18: Circuito de 4 Canais para medição de tensão de 8 a -8 V. ....	180
Figura 5.19: Programa coordenador de medições e acionamento. ....	183
Figura 5.20: Sensor para medição de posição da VCA. Vista Frontal. ....	184
Figura 5.21: Sensor para medição de posição da VCA. Vista Inferior. ....	184
Figura 5.22: Acoplamento do Sensor com a haste. ....	185
Figura 5.23: Sensor acoplado a VCA. ....	186
Figura 5.24: Sensor acoplado a VCA. ....	186
Figura 5.25: Sensores de pressão acoplados aos Nós 7 e 11 da rede. ....	188
Figura 5.26: Sensores de pressão acoplados aos Nós 7 e 11 da rede. ....	188
Figura 5.27: Aquisição dos dados de posição e pressão. ....	189
Figura 6.1 : Valores medidos com o ensaio S1-CEL. ....	198
Figura 6.2 : Valores medidos com o ensaio S2-AGU1. ....	199
Figura 6.3 : Valores medidos x Abertura Calculada S3-VALV1. ....	202
Figura 6.4 : Esquema de cálculo do programa da Condição de contorno. .	204
Figura 6.5 : Valores medidos x Abertura Calculada S4-VALV2. ....	205

Figura 6.6 :	Esquema da rede mostrando a válvula de regulação simples	.206
Figura 6.7 :	Valores medidos x Abertura Calculada S5-VALV3.	207
Figura 6.8 :	Comportamento das demais variáveis do sistema S5-VALV3.	.208
Figura 6.9 :	Valores medidos x Abertura Calculada S6-VALV4.	209
Figura 6.10:	Valores medidos x Abertura Calculada S7-VALV5.	210
Figura 6.11:	Valores medidos x Abertura Calculada S8-VALV6.	211
Figura 6.12:	Valores medidos x Abertura Calculada S9-START2.	213
Figura 6.13:	Valores medidos x Abertura Calculada S10-START3.	213
Figura 6.14:	Valores medidos x Abertura Calculada S11-START4	215
Figura 6.15:	Valores medidos x Abertura Calculada S12-START5	215
Figura 6.16:	Valores medidos x Abertura Calculada S13-START6.	216
Figura 6.17:	Valores medidos x Abertura Calculada S14-START7.	216
Figura 6.18:	Valores medidos START4 x START5 x START6x START7.	217
Figura 6.19:	Valores medidos START4 x START5 x START7.	218
Figura 6.20:	Esquema de Cálculo do modelo de simulação em redes.	220
Figura 6.21:	Rede de teste proposta por PEREIRA (47)	221
Figura 6.22:	Rede de teste avaliada por Bernoulli.	224
Figura 6.23:	Gráfico e funções de interpolação para VCA.	228
Figura 6.24:	Funções para representação da característica hidráulica em função do coeficiente n.	229
Figura 6.25:	Rede-BAP1 para comparação do efeito do termo de Atrito.	230
Figura 6.26:	Rede-BAP1 – P3 comparação MOC x MOCM – a=1000m/s.	231
Figura 6.27:	Rede-BAP1 – P3 comparação MOC x MOCM – a=500m/s.	232
Figura 6.28:	Rede-BAP1 – P3 comparação MOC x MOCM – a=111m/s	233
Figura 6.29:	Rede-BAP1 – P3 - k3=0.5 comparação de celeridade	234

Figura 6.30: Esquema da VCA como condição de contorno. . . . .	236
Figura 6.31: PEAD1F – Comparação dos dados medidos e calculados. . . .	238
Figura 6.32: PEAD1F – Comparação dos dados para $k_3 \neq 0$ . . . . .	239
Figura 6.33: PEAD1F – Comparação dos dados para $k_3=0.7$ e $k_3=0.6$ . . . .	241
Figura 6.34: PEAD1F – Comparação dos dados para $k_3=0.7$ e $k_3=0.6$ . . . .	241
Figura 6.35: Resposta da simulação p/ diferentes valores de $k_3$ MOCxMOCM . . . . .	242
Figura 6.36: Resposta da simulação para modelo com atrito. . . . .	243
Figura 6.37: Detalhe da resposta da simulação para modelo com atrito . . .	244
Figura 6.38: Detalhe da resposta mais precisa $k_3=0.7$ . . . . .	245
Figura 6.39: VALV3 – Gráfico final. . . . .	246
Figura 6.40: Resposta da simulação p/ diferentes valores de $k_3$ MOCxMOCM . . . . .	247
Figura 6.41: Detalhe da resposta da simulação para modelo com atrito. . .	247
Figura 6.42: Detalhe da resposta mais precisa $k_3=0.7$ . . . . .	248
Figura 6.43: VALV1 – Gráfico Final. . . . .	248
Figura 6.44: Detalhe das respostas $k_3=0.7$ e $k_3=0.8$ . . . . .	250
Figura 6.45: Detalhe da resposta mais precisa $k_3=0.7$ . . . . .	250
Figura 7.1 : Procedimento para escolha de VCAs e ponto operacional. . . .	262
Figura 7.2 : Piloto com área de atuação de pressão maior. . . . .	264
Figura 7.3 : Piloto acoplado a controlador lógico de tempo. . . . .	264
Figura 7.4 : Esquema de VCA com acionamento hidráulico. . . . .	267
Figura 7.5 : Pré tensionador acionado externamente. . . . .	267
Figura B.1 : Arquitetura do sistema de simulação . . . . .	278
Figura B.2 : Tela inicial do sistema . . . . .	279

## **Índice de Tabelas**

Tabela 3.1 : Dimensões principais de VCA e piloto .....	68
Tabela 6.1 : Resultados obtidos em (53) e (54) .....	222
Tabela 6.2 : Resultados atuais obtida com precisão de 0.01 l/s. ....	223
Tabela 6.3 : Obtida pelo cálculo através da aplicação de Bernouli à rede da figura 6.22. ....	225
Tabela 6.4 : Obtida pelo cálculo através do programa de redes. ....	224

## Lista de Termos e Abreviaturas

ENO:	Elemento da Rede , como reservatório, bomba, válvula, tubo.
HIDROINFORMÁTICA:	Termo dado a ciência que emprega métodos numéricos para resolução de problemas fluidodinâmicos.
MOC:	Método das características Cruzado
MOCM:	Método das características cruzado modificado
NÓ:	Extremo de um ENO.
PILOTO:	Válvula controladora, parte integrante da VCA.
REDE:	Conjunto de ENOS associados de modo lógico através de Nós.
REGIME PERMANENTE:	Estado de equilíbrio hidráulico da rede. As variáveis de estado, (pressão e vazão) não variam com o tempo em qualquer posição da rede.
REGIME TRANSITORIO :	É o conjunto de estados entre dois intervalos (inicial e final) de regime permanente, e que resulta de uma ação ou manobra em algum ENO da rede.
SCADA:	Sistema de monitoramento a atuação para controle de processos.
VCA:	Válvula de Controle automático

## Lista de Símbolos

- $a$  : celeridade ( para equações originais do trabalho)
- $a_g$  : abertura da agulha do piloto
- $A$  : área da seção transversal de tubo
- $A_o$  : área do Obturador
- $A_H$  : área do haste
- $A_D$  : área do Diafragma
- $A_n$  : área anelar do diafragma sob influência deste material
- $A_{Dp}$  : área equivalente do diafragma do piloto
- $A_{Dx}$  : área equivalente local do diafragma que é função de  $y$
- $A_{Dp}$  : área do diafragma do piloto
- $A_r$  : área do furo da câmara do diafragma
- $A_B$  : área da Bucha móvel do piloto
- $A_{ph}$  : área do alojamento da haste x haste
- $A_T$  : área do Triângulo da Bucha
- $c$  : celeridade ( em algumas publicações de referência)
- $C_{dv0}$  : coeficiente de perda de carga da Válvula principal
- $C_{dv}$  :  $C_{dv0} \times (y_{max}/y)$
- $C_{Da}$  : coeficiente de perda de carga da agulha do piloto
- $C_{Dr}$  : coeficiente de perda de carga do furo do diafragma do piloto
- $C_{Dp}$  : coeficiente de perda de carga da passagem do piloto
- $D$  : diâmetro do tubo
- $D_o$  : diâmetro do Obturador
- $D_H$  : diâmetro da haste

- $D_D$  : diâmetro do diafragma  $f(y)$
- $D_a$  : diâmetro equivalente de passagem da agulha do piloto
- $D_{a0}$  : diâmetro equivalente do bico da agulha do piloto
- $D_{ph}$  : diâmetro da haste do piloto da câmara do diafragma
- $D_r$  : diâmetro do furo da câmara do diafragma
- $D_{Dp}$  : diâmetro do diafragma do piloto
- $D_B$  : diâmetro da Bucha móvel do piloto
- $f$  : o coeficiente de atrito da fórmula de perda de carga
- $F_{al}$  : força de atrito seco unitária , dividido pela massa
- $F_L$  : força de Atrito Seco
- $F_{c2}$  : força de contato estática da Bucha na haste de  $yp_1$
- $F_{c1}$  : força de contato estática do Diafragma do piloto na haste da Bucha
- $g$  : aceleração da Gravidade
- $G_1$  : amortecimento  $c$
- $G_2$  : modelo de rigidez de mola
- $G_3$  : força dividida pela massa
- $G_4$  : força dividida pela massa
- $H$  : carga ou pressão sempre em metros de coluna de fluido
- $h_a$  : distância de passagem da agulha do piloto
- $J$  : termo de atrito
- $J_s$  : termo de atrito no escoamento permanente
- $K_d$  : coeficiente de perda de carga singular dinâmico
- $K$  : módulo de rigidez da Mola
- $K_{p1}$  : módulo de rigidez da Mola
- $K_{p2}$  : módulo de rigidez da Mola inferior

- $k_3$  : coeficiente do termo de atrito  
 $L$  : comprimento de Condutos  
 $L$  : Comprimento característico de amortecimento para a VCA  
 $L_{p1}$  : Comprimento característico de amortecimento para o piloto  
 $M$  : massa da parte móvel da VCA - Obturador ,Diafragma e haste  
 $m_1$  : massa da parte móvel do Diafragma do piloto  
 $m_2$  : massa da parte móvel do Piloto bucha e haste  
 $P$  : carga ou pressão genérica sempre em  
 $P_1^{(t-\Delta t)}$  : pressão à montante no instante anterior  
 $P_2^{(t-\Delta t)}$  : pressão à jusante no instante anterior  
 $p_L^{(t)}$  : pressão na câmara do diafragma da VCA  
 $p_{Lp}^{(t)}$  : pressão na câmara do diafragma da VCA  
 $Q$  : vazão do fluido  
 $q_L$  : vazão que vai para a câmara do diafragma da ACV  
 $q_1$  : vazão que entra pela agulha  
 $q_2$  : vazão que retorna pelo piloto  
 $q_3$  : vazão que relativa ao movimento do diafragma  
 $q_5$  : vazão relativa a compressibilidade da câmara do diafragma  
 $q_{p3}$  : vazão relativa ao movimento do diafragma do piloto  
 $q_{p5}$  : vazão relativa a compressibilidade da câmara do diafragma do piloto  
 $t$  : tempo  
 $T_{ph}$  : lado do triângulo inscrito em  $D_{ph}$   
 $V$  : velocidade do fluido  
 $V_T$  : volume total da camâra do Diafragma  
 $V_{TDp}$  : volume total da câmara do piloto

- $V_{Dp0}^{(t-\Delta t)}$  : volume da câmara do piloto no instante anterior  
 $V_0^{(t-\Delta t)}$  : volume da Câmara no instante anterior  
 $w_v$  : perímetro do Obturador  $\pi D_o$   
 $w_a$  : perímetro equivalente de passagem da agulha do piloto  
 $W_{11}$  : amortecimento  $c - 1/s$   
 $W_{21}$  : módulo de rigidez de mola unitário por unidade de massa  
 $W_{31}$  : força unitária por unidade de massa  
 $w_p$  : perímetro de passagem da haste do piloto  
 $y$  : posição relativa do obturador da VCA  
 $y_p$  : posição relativa do piloto  
 $y_{p1}$  : posição relativa da haste do piloto  
 $y_{p2}$  : posição relativa do êmbolo do piloto  
 $y_h$  : curso hidráulico ou absoluto de  $y$   
 $y_{ph1}$  : posição absoluta da haste do piloto  
 $y_{ph2}$  : posição absoluta da haste do piloto  
 $y_{opre}$  : pré tensionamento da mola da VCA  
 $y_o$  : Tensionamento da mola da VCA no instante  $t=0$   
 $y_{max}$  : máximo curso de  $y$   
 $y_{p1max}$  : máximo curso de  $y_{p1}$   
 $y_{p2max}$  : máximo curso de  $y_{p2}$   
 $y_h$  : curso hidráulico ou absoluto de  $y$   
 $y_{p2L}$  :  $y_{p2}$  Limite de perda  $y_{p2L}=(A_{ph}-A_T)/(p.D_{ph})$   
 $y_{op1}$  : pré tensionamento da mola  $K_{p1}$  do Piloto  
 $y_{op2}$  : pré tensionamento da mola  $K_{p2}$  do Piloto  
 $\alpha$  : ângulo da Válvula

- $\beta_e$  : módulo de Elasticidade Volumétrica equivalente f(y) - VCA
- $\beta_{ep}$  : módulo de Elasticidade Volumétrica equivalente f(y) - piloto
- $\Delta t$  : intervalo de tempo de cálculo
- $\Delta x$  : intervalo na malha de cálculo
- $\delta$  : operador de Heaviside
- $\gamma$  : ângulo do do piloto
- $\rho$  : densidade do fluido
- $\mu$  : viscosidade dinâmica do fluido
- $\nu$  : viscosidade cinemática do fluido
- $\omega_n$  : frequência natural do sistema
- $\omega_d$  : frequência amortecida do sistema
- $\zeta$  : coeficiente de amortecimento
- $\tau$  : tensão de cisalhamento

## Resumo

O objetivo deste trabalho é o desenvolvimento de um modelo para se simular o comportamento de válvulas de controle automático em redes hidráulicas. O trabalho promove uma melhor compreensão da dinâmica do sistema da válvula na medida que esta passa a ser equacionada como um elemento pertencente a uma rede. Este modelo utiliza-se das equações diferenciais que caracterizam a dinâmica da válvula em conjunto com as equações da quantidade de movimento e continuidade para a simulação de redes que contenham válvulas de controle. Este, em síntese, difere de simuladores de escoamento em rede, existentes e em desenvolvimento no exterior, pois executa tanto o cálculo de regime permanente quanto de transientes hidráulicos baseado em um mesmo algoritmo. Para se adequar a resposta transitória calculada, aos dados reais foi feita uma alteração inovativa na equação da quantidade de movimento que recebeu um termo de atrito transitório. A introdução deste termo de atrito deixou o algoritmo de cálculo passível de simular o comportamento de válvulas de controle acopladas à redes. Este conjunto de equações diferenciais que compõe o modelo da rede e o da válvula foram resolvidas simultaneamente através dos métodos de Runge-Kutta-Fehlberg e das características cruzado modificado.

Foram feitos experimentos em um laboratório hidráulico e o modelo desenvolvido pode ser aferido e comparado aos resultados ensaiados.

As conclusões permitiram que se avaliasse a instalação da válvula em uma rede sob o ponto de vista de seus campos operacionais. E também que se propusesse alterações nas mesmas para que a flexibilidade operacional pudesse ser melhorada.

## **Abstract**

The goal of this paper is the development of a computer simulation model that should be able to reproduce the automatic control valve behavior operating in a hydraulic network. The paper promotes a better understanding of the dynamic valve behavior due the fact that it is modeled as a element that is connected to a hydraulic network. It uses the valve dynamic differential equations together with the momentum and continuity equations for the simulation of automatic control valves acting in hydraulic networks. This proposal , in fact, is different from other network flow simulators , that already exist, or are under development in foreign countries, because it performs the steady and the unsteady flow calculation based on a unique algorithm.

To fit the calculated responses to the real measured data, we have performed an innovative change to the momentum equation by adding an unsteady friction term. The addition of this friction term gave to the algorithm the capability to simulate the automatic control valve behavior coupled to a hydraulic network. This group of differential equations that describe the network model and the valve model have been solved simultaneously according to the Runge-Kutta-Fehlberg method and to the modified cross characteristics method.

Experiments have been performed in a hydraulic laboratory and the developed model could be calibrated and compared to the real tested data.

The conclusions allowed us to evaluate the installation of automatic control valves from a operational field point of view. Changes to the valve could also be formulated, as a result of the conclusions, in order to increase the valve operational flexibility.

## **1.0) Introdução**

***“A hidroinformática – a nascente tecnologia computacional relacionada ao escoamento de fluidos e de tudo que estes transportam ou transmitem - é provavelmente a melhor possibilidade de resposta proposta para o problema do controle das águas e das muitas artérias e veias da biosfera”, (07) .***

Esta afirmação do Prof. Babovic, em 1996, expressa a função da tecnologia “hidroinformática” na expansão do conhecimento sobre o escoamento da água submetido às mais variadas condições de contorno (fronteira e iniciais), através da simulação computacional.

Desde 1994 a comunidade científica tem se aglutinado em torno de congressos específicos sobre hidroinformática para avaliar os constantes avanços nos recursos de computação disponíveis (software e hardware), que possibilitaram introduzir, desenvolver e aplicar diversas técnicas para a solução dos mais variados problemas de escoamento, tais como, dentre outros, a aplicação de redes neurais, dos algoritmos evolutivos ou genéticos e de algoritmos estocásticos.

Neste trabalho tratamos de um sistema computacional desenvolvido para simular o comportamento dinâmico do escoamento em instalações (redes) hidráulicas contendo Válvulas de Controle Automático (VCAs). O estudo do comportamento do fluido interagindo com elementos mecânicos como bombas, válvulas, turbinas ou aparelhos de regulação hidráulica deve proporcionar a formulação de modelos matemáticos que resultem em simuladores computacionais que representem o comportamento físico do escoamento, para

ser utilizado como instrumento no aprimoramento do projeto. E para a análise da interação destes elementos com todos os componentes da rede hidráulica.

O desempenho da VCA como ELEMENTO DE CONTROLE em instalações hidráulicas, especialmente redes de distribuição de água, deve ser avaliado em interação com as características da rede completa, para se evitar a ocorrência de problemas de atendimento ao consumo e, também, de problemas dinâmicos no escoamento ( fenômenos oscilatórios). Esta rede está submetida a variações contínuas e a variações acidentais de demanda causadas por fatores emergenciais (incêndio ou rompimento de tubulações). De fato, as Válvulas de Controle devem garantir uma resposta adequada e otimizada para as funções de controle e regulação nas condições normais de operação da rede. Estas também precisam ter seu funcionamento analisado durante a ocorrência de transientes rápidos, pois, nem sempre, poderão responder adequadamente a certas situações emergenciais.

Muitas das VCAs são na realidade unidades que usam a energia da própria rede para realizar a regulação especificada. Estas válvulas possuem dois dispositivos de regulação que podem ser ajustados para adequar a resposta a um objetivo especificado. Os ajustes ótimos são estabelecidos para uma determinada condição operacional, devendo-se analisar o comportamento da válvula para outras condições dinâmicas transitórias que poderão ocorrer na instalação.

O desenvolvimento de um MODELO SIMULADOR para a análise do desempenho da válvula de controle interagindo com a rede hidráulica em qualquer situação operacional ( permanente ou transitória) é apresentado nesta tese.

O sistema hidráulico automático de regulação da VCA, constituído pela VÁLVULA PILOTO, operada com o fluxo do líquido circulante na rede, é analisado em conjunto com toda a rede hidráulica. O MODELO SIMULADOR resulta da união de dois modelos matemáticos, um representando o comportamento físico da VCA, e um outro que representa a da rede completa.

A rede é simulada utilizando o Método das Características, (MOC) constituindo o algoritmo numérico para a solução das equações básicas da continuidade e da quantidade de movimento em condições transitórias do escoamento. Método das características cruzado modificado (MOCM), em específico, pois em virtude da necessidade de melhor aproximação das variações de pressão calculadas, vimo-nos forçados a propor uma modificação no método tradicional. Modificação esta, descrita na tese, que inclui um termo de atrito transiente à formulação básica no método cruzado tradicional.

A VCA é simulada através do conjunto de equações diferenciais ordinárias que modelam a dinâmica de seus principais componentes internos incluindo a válvula piloto.

Constata-se que não há, atualmente, um MODELO SIMULADOR comprovadamente eficaz para orientar e garantir a correta instalação de válvulas de controle automático em redes hidráulicas. O anseio de um modelo para a simulação de válvulas de controle em redes hidráulicas decorre da necessidade de se assegurar condições operacionais adequadas para a instalação pois, são vários os registros de acidentes provocados com válvulas de controle automático mal especificadas e instaladas como o apresentado por KOELLE <sup>(36)</sup>.

A análise detalhada da VCA, para completar o MODELO SIMULADOR de uma rede hidráulica é o objetivo principal deste trabalho. Também, por sua vez, a melhor compreensão dos dispositivos de controle do sistema piloto e da própria VCA, são objetivos do trabalho, principalmente na medida que podem dar margem a proposição de dispositivos bem diferentes dos classicamente aplicados.

O modelo proposto nesta tese foi ajustado e comparado com os resultados obtidos de ensaios físicos executados no laboratório hidráulico experimental da empresa BARBARÁ. O ensaio no laboratório abrangeu uma série de transientes hidráulicos forçados por abertura ou fechamento de válvulas tipo manuais, ou ainda, de controle eletro-eletrônico por solenóide. O objetivo destes ensaios foi se calibrar o modelo proposto, e se tentar verificar o comportamento da VCA sob uma série de condições. As comparações entre todas as simulações e os dados ensaiados permitiram a calibração do modelo proposto para reproduzir o comportamento da VCA e da rede de um modo mais genérico dentro desse exemplo.

O modelo proposto dá também margem ao estudo de um controlador de redes em tempo real que pode ser capaz de monitorar dados adquiridos, comparando-os com dados calculados. Este controlador do tipo de um sistema SCADA teria a função de monitorar o comportamento da rede durante os transientes e os regimes estacionários checando a presença de eventuais distúrbios.

A figura 1.0 a seguir mostra a VCA para controle de pressão á jusante, enfoque desta tese, dotada de seus principais componentes como a válvula piloto e os tubos de ligação.

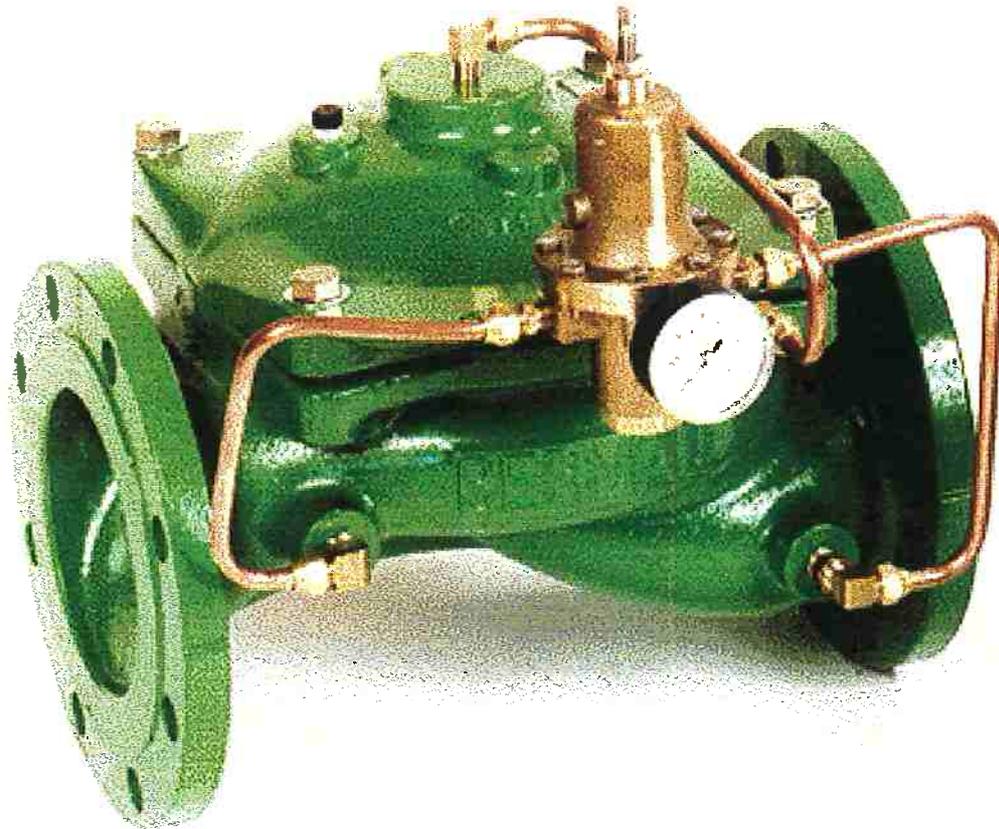


Figura 1.0 – VCA - Fonte (6)

## **2.0) Revisão Bibliográfica**

A revisão da literatura existente foi feita analisando-se obras de algumas áreas da engenharia. O seu conjunto teórico compõe a proposição deste trabalho. Como a idéia da proposição é um modelo ,que permita a união do comportamento da válvula diretamente com o comportamento da rede, foram pesquisados trabalhos aonde este tipo de acoplamento tivesse sido enfocado. Mas também foram verificados especificamente trabalhos tanto na área de simulação de redes hidráulicas quanto na área de simulação de dispositivos hidráulicos como as VCAS e elementos correlacionados.

Não foram encontradas muitas referências específicas sobre modelos de simulação de válvulas de controle com redes hidráulicas, mas sim, trabalhos relatando o estado da arte do modelamento de redes hidráulicas ,através das mais diferentes técnicas. E trabalhos específicos sobre Válvulas e controle de redes.

Do mesmo modo foram revistos, quais são os pontos de pesquisa de organismos e órgãos internacionais bem como das principais empresas fabricantes, tanto de dispositivos atuadores, como de próprios sistemas de computador para simulação em hidroinformática.

Demos , também, especial atenção à verificação do estado da arte mundial neste setor. O controle de redes , principalmente as maiores, através de dispositivos automáticos é um dos principais enfoques de estudo e pesquisa por muitos institutos.

Assim sendo, se dividiu a revisão da literatura em alguns tópicos de interesse que foram todos usados para o desenvolvimento da tese.

### **2.1) A simulação de transientes em redes hidráulicas**

Destacam-se ao longo do tempo algumas obras que sem dúvida representam ícones do estudo e do desenvolvimento deste campo de destaque da hidroinformática atual.

O cálculo do comportamento de redes nunca esteve tão ligado à simulação de transientes hidráulicos como está nos dias atuais. Entretanto a obtenção de resultados numéricos sobre prováveis sobrepressões em redes hidráulicas tem quase um século de vida. Uma das primeiras obras destaca-se a publicação de ALLIEVI<sup>(03)</sup> de 1913 .

Há quatro décadas os cálculos para determinação de sobrepressões em redes obedeciam basicamente a algoritmos gráficos obtidos com base nas formulação básica da energia , continuidade e quantidade de movimento. Empresas de engenharia atuando na distribuição de fluido e geração de energia eram os principais órgãos preocupados no desenvolvimento dos cálculos para lhes proporcionar maior certeza de resultado. A publicação de PARMAKIAN<sup>(52)</sup> de 1963 é um exemplo do desenvolvimento de cálculos através de algoritmos gráficos.

Com a necessidade crescente de se calcular a distribuição do fluido em grandes redes, e já com o início ainda principiante de computadores surgem publicações específicas para sistematizar os cálculos de escoamento unidimensional em redes como o apresentado por WOOD<sup>(79)</sup> de 1972.

Na investigação das características de regulação de redes e principalmente redes associadas a turbinas hidrelétricas destacam-se as publicações de CHAUDRY<sup>(16) (17)</sup> de 1970.

Uma das primeiras demonstrações da aplicação do método das características para cálculo de transitórios em redes foi feita por VARDY<sup>(75)</sup> em 1976.

A mecânica dos fluidos computacional, abreviada por CFD, no segmento do estudo de transiente hidráulicos, ganha também boa sistematização para aplicação em computadores por meio de linguagens estruturadas. Surgem uma série de publicações que difundem o uso da linguagem computacional para resolução de equações matemáticas como a publicação de CHOW<sup>(19)</sup> de 1979.

Entretanto uma formulação mais sistematizada para cálculo de transientes e escoamento unidimensional em redes, principalmente às limitadas a um tubo, surge somente em 1983 através de WYLIE;STREETER<sup>(78)</sup>. O método das características, para a solução das equações diferenciais parabólicas, é aplicado com sucesso, mas ainda com algumas limitações de ordem numérica, principalmente quando se pretende calcular redes hidráulicas maiores.

Do mesmo modo 4 anos mais tarde o prof. CHAUDRY<sup>(15)</sup> publica a sua visão sistematizada do cálculo de transientes aplicados às redes. Nesta obra, assim como na de WYLIE;STREETER<sup>(78)</sup> de 1983, são estudadas diversas condições de contorno, como turbinas, bombas, reservatórios e válvulas. A interação de elementos mecânicos com o cálculo de escoamento unidimensionais é a característica destas duas últimas publicações.

O artigo publicado por KOELLE<sup>(35)</sup> de 1987 demonstra os princípios da aplicação do método das características, de forma sistematizada, a grandes redes, tanto para cálculo de regime permanente como de transientes. A idéia

difundida é a de se popularizar o método para aplicações práticas em pequenos computadores pessoais.

Em Portugal, ainda PEREIRA<sup>(53)</sup> também em 1987, descreve em sua tese de mestrado a aplicação do método das características no cálculo de redes em regime permanente. Nesta, são estudadas características de convergência do método elástico na obtenção da unicidade do regime permanente.

Mas, devido a pequena capacidade de memória e de espaço em disco dos computadores pessoais aliado a baixa velocidade de processamento, surgem publicações que sugerem algoritmos aceleradores de convergência. Estas funções ou esquemas como a publicada por SHIMADA<sup>(66)</sup> em 1989 representam um novo folego aos programas e algoritmos desenvolvidos até então. A limitação dos computadores tornava inviável o cálculo de regimes permanentes para redes mais complexas através do método das características. A tendência então, foi a de se procurar meios para otimizar a convergência dos resultados em regime permanente. Uma vez atingida a convergência, partia-se com estes valores para o cálculo do transiente no tempo. Em 1989, apesar dos algoritmos existentes já estarem bem estruturados para resolver redes de escoamento de certa complexidade o problema de tempo computacional para obtenção dos resultados de regime permanente representava um problema que poderia ter dimensão exponencial. As soluções propostas por SHIMADA<sup>(66)</sup> foram de grande auxílio nas investigações numéricas, se considerarmos que o computador pessoal mais potente da época era um PC-XT de 12MHz. Sua proposição permitia a obtenção das condições iniciais próximas das reais mais rapidamente, na medida que se atribuísse um valor fictício de celeridade ao tubos. Uma vez

obtida a condição próxima ao valor do regime permanente , acertava-se a celeridade e se atingia mais rapidamente o valor correto de convergência.

Em 1989 o livro de GERALD;WHEATLEY<sup>(26)</sup> aborda de forma bastante prática, com exemplos computacionais resolvidos, a solução matemática de equações diferenciais ordinárias, equações diferenciais parciais, equações parabólicas , problemas de valor de fronteira, interpolações e integrações. A aplicação de tais métodos computacionais é emergente com a crescente popularização de computadores.

A absorção rápida das proposições dos algoritmos aceleradores levou KOELLE<sup>(36)</sup> em 1990 a publicar um artigo sobre o diagnóstico de acidentes em redes hidráulicas por meio de programas especialistas que se utilizavam de tais artifícios.

O controle em tempo real em redes de fornecimento de água para cidades , passa a ser discutido e apresentado como solução para a determinação de parâmetros de operação. SHAMIR<sup>(63)</sup> em 1988 descreve o procedimento de controle em tempo real de um sistema de distribuição de água.

Na mesma época na universidade de Stuttgart na Alemanha o prof. LEIN a pedido de fabricantes de equipamentos para hidrogeração promove um grupo de estudos junto com a empresa capaz de produzir um simulador unidimensional, com base no algoritmo do método das características. Este estudo se estende a diversos trabalhos apresentados nos anos subsequentes em que é apresentado o sistema controlador em tempo real de uma turbina geradora. O programa básico desenvolvido, SIPROS , de posse da empresa J.M. VOITH HEIDENHEIM constitui o módulo básico do controlador em tempo real desenvolvido pela empresa.

Entretanto, o livro de ALMEIDA;KOELLE<sup>(04)</sup> de 1992 demonstra como sistematizar e aplicar os métodos desenvolvidos preliminarmente a largas redes hidráulicas. Esta obra, um apanhado de diversas publicações anteriores, mostra a formulação de solução sob um enfoque de uma análise estruturada do processo de cálculo. Esta forma bastante estruturada, torna a aplicação computacional capaz de resolver problemas ora modelados por artifícios muito complicados e ineficazes. O poder de solução do equacionamento passa dos tradicionais um ou mais tubos em linha para grandes malhas de distribuição que podem ser resolvidas com a mesma eficácia e rapidez de uma rede simples. Diversos elementos de contorno, dinâmicos e estáticos, são analisados e modelados. Esta teoria apresentada e a formulação são a base inicial para o desenvolvimento deste trabalho. Entretanto durante o desenvolvimento desta tese compreendemos que é de vital importância a consideração do fator de atrito correto durante o escoamento não estacionário. O fator de atrito usado classicamente na equação da quantidade de movimento, que advém da análise da tensão de cisalhamento na parede do tubo, não é suficiente ou ao menos correto para ser usado durante transientes hidráulicos. Esta constatação ocorreu praticamente durante as simulações calculadas que executamos neste trabalho, exatamente quando estas foram comparadas aos resultados medidos.

Em 1991 BRUNONE et al. <sup>(12)</sup> sugeriram que o termo de atrito é na realidade uma soma do termo de atrito estático, durante regime permanente, e uma outra parcela que é proporcional à aceleração do fluido. O fluido está acelerado exatamente durante o transiente hidráulico. A expressão sugerida por BRUNONE et al. <sup>(12)</sup> está transcrita originalmente abaixo.

$$J = J_s + \frac{k}{g} \delta \frac{\partial V}{\partial t} \quad (2.1)$$

onde  $J_s$  é o termo de atrito avaliado durante o escoamento permanente, na sua forma clássica,  $k$  um coeficiente experimental,  $g$  a aceleração da gravidade e  $\delta$  um operador de Heaviside que é 1 quando  $V \frac{\partial V}{\partial t} > 0$  ou zero se isto não ocorrer.

Esta expressão pode ser modificada, eliminando-se esta função degrau, uma vez que pela proposição destes autores o transiente afeta simultaneamente a avaliação do termo de atrito, e a inércia local na equação da quantidade de movimento. Esta nova expressão também corrige os efeitos computacionais devido a aproximação do termo de atrito e do termo local de inércia. Assim a expressão toma a forma final de:

$$J = J_s + \frac{k_3}{g} \left( \frac{\partial V}{\partial t} - a \frac{\partial V}{\partial s} \right) \quad (2.2)$$

aonde  $a$  é a celeridade.

Relembrando, se aplicarmos isto as equações da quantidade de movimento e continuidade teremos na forma escrita pelos autores:

$$\frac{\partial h}{\partial s} + \frac{V}{g} \frac{\partial h}{\partial s} + \frac{1}{g} \frac{\partial V}{\partial t} + J_s + \frac{k_3}{g} \left( \frac{\partial V}{\partial t} - a \frac{\partial V}{\partial s} \right) = 0 \quad (2.3)$$

$$\frac{a^2}{g} \frac{\partial V}{\partial s} + V \frac{\partial h}{\partial s} + \frac{\partial h}{\partial t} = 0 \quad (2.4)$$

Durante quase dez anos vários autores se dedicaram a provar esta expressão e utilizá-la em suas simulações para averiguar sua coerência e veracidade. Neste trabalho, como mostrado no capítulo 4 também nos vimos forçados a

desta expressão para formular um método das características cruzado modificado. A constatação é de que para análises de escoamento unidimensionais, sem a possibilidade de se avaliar os efeitos de recirculações e choques dentro de um tubo de modo bidimensional ou tridimensional, esta expressão acaba por representar uma boa aproximação para o correto termo de atrito.

E ainda, é de se duvidar de que simuladores que se propõe a resolver o problema de escoamento unidimensional transitório rápido, possam gerar um resultado confiável para a variação de pressão se não empregarem uma aproximação como a sugerida em (2.2). A obra de CHAUDRY<sup>(15)</sup> mostra implicitamente um exemplo em que a variação de pressão calculada possui um amortecimento muito mais baixo do que o que se verifica experimentalmente. Este amortecimento só pode ser produzido pela introdução de um modelo de atrito para escoamento transitório. A figura 2.1 mostra o exemplo.

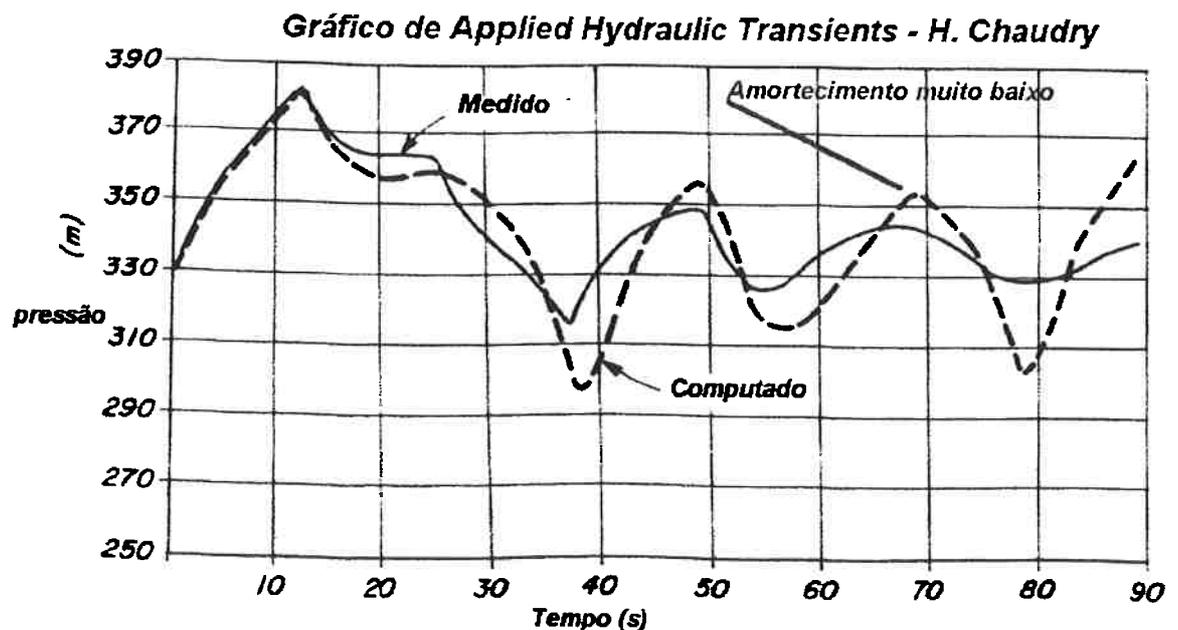


Figura 2.1 – Comparação de dados medidos e calculados (12).

Amortecimento inadequado

Assim sendo, não há como se simular transientes rápidos sem o uso de modelos de atrito se quisermos uma resposta temporal adequada.

As preocupações sobre a correta definição do termo de atrito partiram de diferentes pontos de pesquisa. Cada qual sugerindo formulações que em princípio tem muito em comum com a expressão (2.2). Em 1992 VARDY<sup>(76)</sup> propôs, e comparou com simulações efetuadas sob uma condição de alto número de Reynolds, que a tensão de cisalhamento teria duas componentes:

$$\tau = \tau_{ws} + \tau_{wu} \quad (2.5)$$

e que a componente relativa ao escoamento não permanente seria :

$$\tau_{wu} = \frac{4\mu}{D} \int_0^r W \frac{\partial U}{\partial t} dt \quad (2.6)$$

Esta, se aplicada à equação da quantidade de movimento nos dará uma parcela de atrito similar a usada por BRUNONE et al. <sup>(12)</sup>.

LEIN ; EINHINGER<sup>(21)</sup> já apresentaram uma formulação um pouco diferente para a aproximação do termo de atrito durante escoamentos transitórios de alto número de Reynolds . Foi comparada a proposição clássica contra a proposição citada por VARDY, contra ainda uma nova proposição que os autores mencionaram como sendo o atrito baseado na “potência de atrito”. Esta expressão foi obtida analisando-se o comportamento do perfil velocidades dentro de tubos . Esta expressão representa uma integração do perfil instantâneo do centro para a parede do tubo. E assim sendo, se poderia eliminar o termo empírico experimental  $k_3$ , sugerido pelos outros autores citados acima. A expressão está mostrada em (2.7)

$$J_1 = \frac{8}{g \cdot U_m D^2} \int_0^R (v + v_t) \left[ 2 \left( \frac{\partial U}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial U}{\partial r} \right)^2 \right] r dr \quad (2.7)$$

Mas o cálculo computacional de (2.7) não é simples, pois na prática existirão muitos problemas numéricos se empregarmos esta expressão. E ainda deveríamos conhecer o desenvolvimento temporal do perfil de velocidades ao longo do tubo durante o escoamento. Isto pode ser feito e o foi pelos próprios autores em um exemplo com reservatório, tubo e válvula, mas para os exemplos citados neste trabalho, em que há separação de coluna líquida, aprisionamento de fluido entre válvulas e transiente em bombas preferiu-se usar a função dependente do termo empírico experimental  $k_3$ . O desenvolvimento do perfil, apresentado por estes autores últimos, para o caso de válvula tubo reservatório está apresentado na figura 2.2

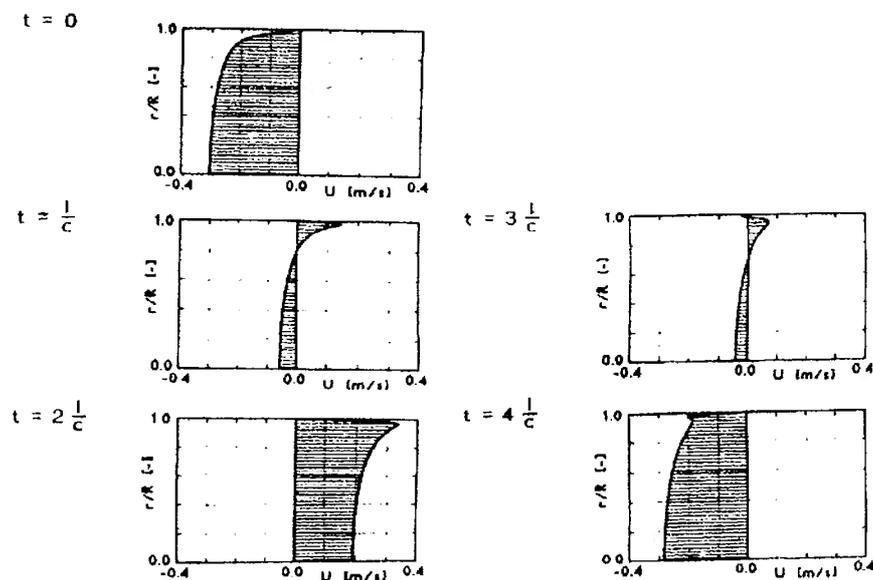


Figura 2.2 – Desenvolvimento do Perfil de Velocidades (21)

Entretanto a implementação do modelo de atrito de BRUNONE et al. <sup>(12)</sup> no método das características ou no método de solução por diferenças finitas foi melhor explicitada em 1996 por BUGHAZEM; ANDERSON <sup>(14)</sup>. Neste trabalho



em que  $c$  é a celeridade também denotada como “ $a$ ” por outros autores. Esta conclusão é importante de ser ressaltada, mesmo que não a tenhamos usado neste desenvolvimento, uma vez que nos baseamos no método das características como técnica de solução. Entretanto, justamente para a aplicação através do método das características, que o trabalho de BUGHAZEM;ANDERSON<sup>(14)</sup> se destaca, pois mostraram que a introdução do termo de atrito não apenas modifica as equações características, mas obriga uma interpolação adicional.

As equações finais características desenvolvidas em (14) para a malha regular estão expressas abaixo na notação original dos autores, de acordo com as considerações e hipóteses efetuada pelos mesmos.

$$\frac{1}{\rho c} \frac{dp}{dt} + \frac{\partial V}{\partial t} + \frac{1}{(k_3 + 1)} \left[ g \sin \theta + \frac{fv|v|}{2d} \right] = 0$$

$$\text{ao longo de } \frac{dx}{dt} = \frac{+c}{(1 + k_3)} \quad (2.8)$$

$$-\frac{1}{\rho c(k_3 + 1)} \frac{dp}{dt} + \frac{\partial V}{\partial t} + \frac{1}{(k_3 + 1)} \left[ g \sin \theta + \frac{fv|v|}{2d} \right] = 0$$

$$\text{ao longo de } \frac{dx}{dt} = -c \quad (2.9)$$

Esta implementação requer uma interpolação para a característica direita e isso pode ser executado de acordo com as expressões de interpolação

$\phi_A = \phi_R + \frac{k_3}{k_3 + 1} (\phi_C - \phi_R)$  para interpolação na linha do espaço ou ainda

$\phi_{A'} = \phi_R - k_3 (\phi_R - \phi_S)$  para a interpolação na linha do tempo, em que a grandeza  $\phi$  pode ser substituída pela queda manométrica  $H$  ou pela vazão  $Q$ .

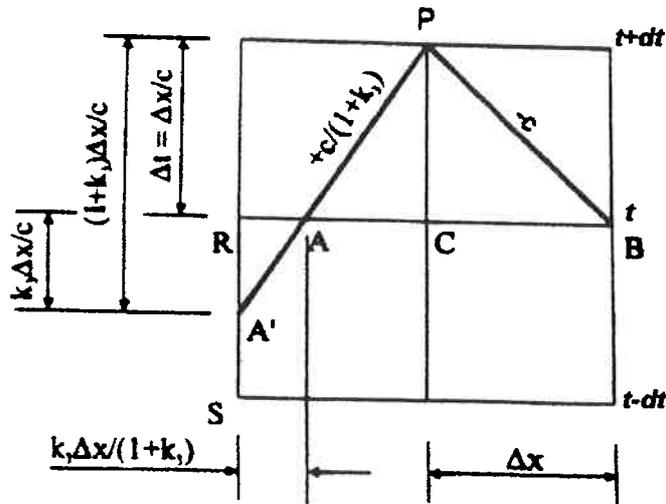


Figura 2.4 –Malha de Cálculo para o MOC com modelo de atrito (14)

No Capítulo 4 iremos mostrar que estas equações propostas por BUGHAZEM;ANDERSON<sup>(14)</sup>, desenvolvidas para a malha regular, dita clássica, foram ainda modificadas para que pudéssemos introduzir o termo de atrito na malha escalonada cruzada (MOC) que foi empregada neste trabalho. Esta malha foi então chamada de malha escalonada cruzada modificada (MOCM). Estas equações do trabalho diferem um pouco das sugeridas acima pois basicamente foram usadas outras hipóteses e considerações. O apêndice A contém o desenvolvimento completo para a malha escalonada cruzada. Ainda em 1992 GAJIC<sup>(23)</sup> mostrou a comparação de medições e dados calculados de transientes, ou golpes reversos no interior de máquinas Kaplan. A área de hidrogeração tem se mostrado uma grande impulsionadora de desenvolvimentos para cálculos uni,bi e tridimensionais de escoamentos transitórios. De 1992 com o crescimento exponencial dos computadores a abrangência do cálculo de transientes por um método unidimensional como o método das características deixou de ser o de maior desenvolvimento. As aplicações de cálculos bi e tridimensionais para simulação de transitórios

hidráulicos se popularizou. Entretanto a aplicação de tais métodos à sistemas de controle em tempo real ou a sistemas de análise de redes completas dotadas de elementos dinâmicos ainda não foi desenvolvida. Foram sim publicados diversos artigos para simulação de transientes por algoritmos de Navier Stokes para verificação do comportamento de escoamentos locais dentro de passagens, e não no intuito de se verificar o comportamento dinâmico da rede como um todo. As tentativas de simulação numérica em regimes transitórios aplicadas à turbinas hidráulicas foram apresentadas por RUPRECHT<sup>(61)</sup> em 1998. Entretanto uma simulação computacional tridimensional completa em uma máquina hidráulica do tipo de uma bomba ou turbina ainda está por ser alcançada uma vez que uma série de dificuldades ainda estão por ser vencidas. Dentre estas dificuldades, destacam-se o correto acoplamento das malhas das partes rotativas e da malha estática, além das próprias limitações dos já mais modernos algoritmos de simulação viscosa com base no equacionamento de Navier-Stokes. A aplicação de um modelo tridimensional de malha de cálculo para escoamento de passagens fechadas, capaz de ser usado como modelo para um sistema de controle de redes é ainda uma possibilidade remota. Isto em virtude da necessidade de computadores muito rápidos capazes de gerar e resolver dados de um cálculo transitório através de uma malha tridimensional, que não apenas passa por tubos mas por entre todos os elementos mecânicos móveis como bombas e válvulas.

No campo do escoamento unidimensional vale destacar algumas investidas na pesquisa da interação fluido estrutura.

Os trabalhos mais recentes diretamente relacionados a utilização de controle em redes, principalmente usando o método das características, foram mostrados por PAN;VARDY<sup>(51)</sup> em 1997. Neste, foi proposto uma interpolação de terceira ordem por dois pontos para se diminuir a dissipação da solução típica dos arranjo convencional. A dificuldade intrínseca ao método das características é o ajuste correto da velocidade de propagação do fluido, ou celeridade, em função do comprimento dos tubos e do intervalo de tempo de cálculo comum a toda a rede. Quando não se pode conciliar os dois objetivos poderá se ter a ocorrência de amortecimento numérico, dispersão ou dissipação. A interpolação de terceira ordem em lugar da linear é aplicada para minimizar este efeito. Em 1977 HOLLY;PREISSMANN<sup>(29)</sup> usaram a interpolação de terceira ordem quando modelaram o advento e a difusão de contaminantes em uma e duas dimensões. Para atingir isto eles usaram os valores de parâmetros nas malhas adjacentes em conjunto com os gradientes espaciais dos parâmetros nas mesmas posições. Esta regra de interpolação que foi aplicada por PAN;VARDY<sup>(51)</sup> na simulação de transientes hidráulicos pelo método das características é mostrada abaixo:

$$\phi = \alpha_0 + \alpha_1 r + \alpha_2 r^2 + \alpha_3 r^3 \quad (2.10)$$

O uso de maior ordem não trouxe benefício muito significativo, como mostrado por HOLLY et al. <sup>(67)</sup> em 1991 que aplicou a interpolação por "splines" e transformou a aplicação anterior do mesmo HOLLY;PREISSMANN<sup>(29)</sup> a um exemplo de cálculo de transientes pelo método das características. A maior ordem de interpolação, reduziu entretanto, o problema na difusão numérica, mas SIBETHEROS<sup>(67)</sup> encontrou uma dificuldade muito maior para as condições de contorno do que para os pontos interiores. Esta situação também

o levou a introduzir métodos empíricos específicos às aplicações investigadas o que trouxe uma limitação a técnica. PAN;VARDY<sup>(51)</sup> mostraram como reduzir esta limitação.

As equações da continuidade e da quantidade de movimento, pelo Método das características convencional são combinadas linearmente e expressas como equações ordinárias diferenciais, que são válidas quando relações específicas estão estipuladas para as razões relativas de tempo (t) e espaço (x)

$$\frac{dx}{dt} = c \quad \frac{g}{c} \frac{dH}{dt} + \frac{dV}{dt} = -\frac{2f}{D} V |V| \quad (2.11)$$

$$\frac{dx}{dt} = -c \quad -\frac{g}{c} \frac{dH}{dt} + \frac{dV}{dt} = -\frac{2f}{D} V |V| \quad (2.12)$$

Por esta proposição, na implementação da interpolação de terceira ordem, um segundo par de equações características são obtidas pela repetição deste processo, após se diferenciar as equações da quantidade de movimento e da conservação em relação a x. Simbolizando H<sub>x</sub> como dH/dx e V<sub>x</sub> como dV/dx obtém-se as correspondentes relações do método das características:

$$\frac{dx}{dt} = c \quad \frac{g}{c} \frac{dH_x}{dt} + \frac{dV_x}{dt} = -\frac{4f}{D} V_x |V| \quad (2.13)$$

$$\frac{dx}{dt} = -c \quad -\frac{g}{c} \frac{dH_x}{dt} + \frac{dV_x}{dt} = -\frac{4f}{D} V_x |V| \quad (2.14)$$

A avaliação de H e V no instante de cálculo t é feita da maneira usual com a exceção de se usar a relação (2.11) para se deduzir os valores de H e V no instante de cálculo t-Δt. Entretanto nessa proposição de PAN;VARDY<sup>(51)</sup> é necessário se calcular os valores de H<sub>x</sub> e V<sub>x</sub> no instante t, antes de se partir para t+Δt. Isto pode ser feito resolvendo-se o sistema das equações (2.13) e

(2.14) ou ainda se aplicando diferenças finitas à equação da continuidade e quantidade de movimento diferenciadas em  $x$ .

## **2.2) Válvulas de controle e o acoplamento**

O controle hidráulico por meio de válvulas de controle é um segmento em separado da literatura de engenharia de controle. Pretendemos aqui rever principalmente os trabalhos cujas deduções e constatações foram usados para o desenvolvimento da tese e do equacionamento proposto.

Sem dúvida SHY-YING;BLACKBURN<sup>(64)(65)</sup> em 1950 mostraram as características a serem observadas na construção de um sistema hidráulico de controle. DUSHKES;CAHN<sup>(20)</sup> em 1952 promoveram um estudo de componentes hidráulicos usados em reguladores de turbinas e servomecanismos. Da mesma maneira, a teoria básica de válvulas hidráulicas, principalmente a exploração do dimensionamento das cavidades e geometrias de válvulas foi apresentada uma vez por BLACKBURN et al.<sup>(08)</sup> em 1960 e por MERRIT<sup>(46)</sup> em 1967. Nestas obras os fundamentos do cálculo do escoamento nas passagens e obturadores de válvulas de controle óleo hidráulico está didaticamente explicado.

Válvulas de controle automático, em especial de alívio tiveram seu comportamento estudado por KUBIE<sup>(41)</sup> em 1982. Em 1983 THORLEY<sup>(69)</sup> demonstrou os resultados experimentais sobre a resposta dinâmica de válvulas de checagem aplicadas a redes hidráulicas.

Nota-se que as publicações mostravam grande preocupação e dando especial atenção à formulação da dinâmica da válvula. A relação entre este

comportamento e o comportamento do escoamento na rede toda era ainda pouco explorada. Em 1988 SALGADO et al. <sup>(62)</sup> incluíram válvulas de controle hidráulico no cálculo conjunto de redes por meio do método dos gradientes. Neste trabalho já era explorada a relação da rede com o comportamento de válvulas de controle hidráulico.

O fluxo reverso de escoamento dentro das câmaras de válvulas de controle em redes hidráulicas foi estudado por JOLAS<sup>(31)</sup> em 1985 .

Na tentativa de se acoplar o funcionamento da válvula com o comportamento da rede MULLER<sup>(47)</sup> em 1986 combinou as técnicas de mecânica dos fluidos e dinâmica estrutural para simular um tubo e uma válvula de controle durante instantes do transiente hidráulico. VIERSMA<sup>(77)</sup> em 1990 sintetizou de forma objetiva a teoria aplicada a servoválvulas de controle tomando como base diferentes desenhos e válvulas e mostrando as diferenças relacionadas ao equacionamento das mesmas. Este tipo de análise foi aplicada a geometria e dinâmica das válvulas de controle para sistemas de distribuição apresentadas neste trabalho .

KOELLE<sup>(37)</sup> em 1991 mostrou o comportamento de válvulas de controle em redes hidráulica quando da ocorrência de severos transientes e separação da coluna líquida. A indução de oscilações em escoamentos em redes em virtude de oscilações nas válvulas de controle e o caso de um acidente em uma válvula de médias dimensões foi reportado por KOELLE<sup>(38)</sup><sup>(39)</sup> em 1992.

A obtenção de uma lei ideal para compatibilizar o comportamento dinâmico da válvula de controle com uma desejada tarefa de controle em uma rede hidráulica foi mostrada por POLL<sup>(55)</sup> em 1993. Esta lei ideal é aplicável somente a certos exemplos, pois eventualmente se pode chegar a conclusão de que o

fluxo deve ser reverso para que a condição de regulação seja satisfeita durante todos os instantes do transiente hidráulico.

AXWORTHY;KARNEY<sup>(05)</sup> em 1997 apresentaram um algoritmo mais robusto que os convencionais para o cálculo de leis de fechamento de válvulas. A distinção deste algoritmo se dava pelo uso do valor real da pressão computada a jusante da válvula de fechamento. Entretanto esta contribuição se limitou a simulação pelo modelo de coluna rígida.

Transientes hidráulicos em redes, provocadas por válvulas de controle, foram mais uma vez mencionados e medidos em testes extensivos na região do reservatório de Montefiore na região centro-norte da Itália por BRUNONE et al. <sup>(11)</sup> em 1997. A indução e as características da sobrepressão oriundas do movimento de uma válvula de controle automático Clayton são demonstradas, bem como uma técnica para se obter a curva de abertura x vazão durante o regime transitório. A figura 2.5 mostra a instalação testada:

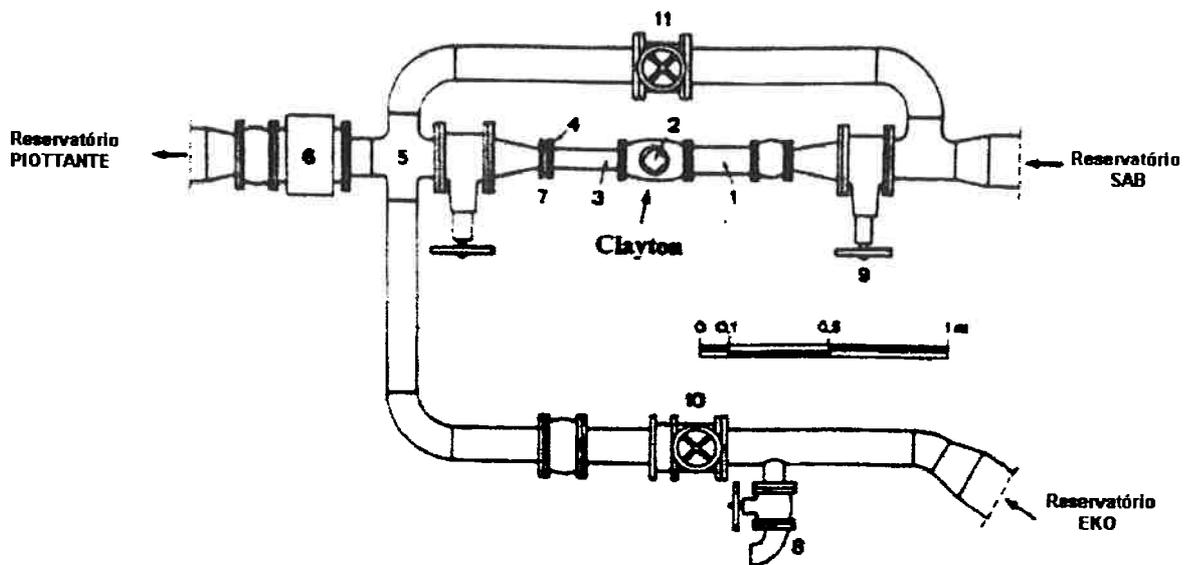


Figura 2.5 - Instalação de Recanati – Itália (11)

Este artigo desenvolve preocupação no comportamento das características desse tipo de válvula em operação. Esta preocupação é suportada pelo fato dos próprios fabricantes absterem-se de informar precisamente nos catálogos qual a real lei característica das válvulas e sob que condições a mesma foi obtida. A lei característica determinada por estes autores é similar a lei da válvula de controle de pressão ensaiada neste trabalho. As próprias conclusões também foram utilizadas para que ajustássemos melhor a lei característica da válvula ensaiada que estava disponível.

O desenho e as considerações a serem feitas para uma instalação de redução de pressão com válvulas de controle em uma rede de distribuição de óleo foi apresentado por LI;PU<sup>(43)</sup> em 1997. A estação localizada na descida de uma montanha fora projetada em uma posição ideal para compatibilizar as funções de redução e prevenção de vazamentos.

BRANCALEONI<sup>(10)</sup> em (1997) apresentou a situação atual dos padrões internacionais para válvulas de controle de aplicação industrial. Com a pressão de ambientalistas certos padrões de controle e operação de válvulas de controle foram mais apertados como por exemplo o limite permitido para vazamento residual pelas vedações existentes. Esta preocupação de melhor controle e diminuição de vazamentos quer em instalações completas ou em válvulas é um dos temas principais dos congressos sobre válvulas e atuadores atuais. A introdução de novas leis para controle ambiental como o *Clean Air Act* nos EUA e os *TA Luft* na Alemanha voltou fortemente as indústrias a investirem em controles mais rigorosos, em novos dispositivos de selagem de vedação para válvulas de controle e válvulas hidráulicas, e em sistemas de controle mais eficientes para controle de vazamento e operação.

Nesta mesma linha NAGEL<sup>(48)</sup> em 1997 apresentou as inovações tecnológicas de válvulas da ARCA GmbH para contemplar as exigências de proteção ambiental e prevenção de vazamentos além dos dispositivos de controle que melhoram as respostas de tais válvulas. Foram também demonstradas as capacidades de reguladores que incluem servomotores pneumáticos. O crescimento das funções inteligentes para posicionamento de válvulas incluindo a possibilidade de comunicação bidirecional com uma central de controle inteligente é um requisito significativo da indústria sob os pontos de vista econômico e ecológico. Esta necessidade verificada nos meios internacionais através de artigos como o último citado foi uma das motivações deste presente estudo.

O acoplamento real das equações que descrevem dinâmicas de elementos de contorno como válvulas e o modelo de redes hidráulicas através do método das características foi abordado por TRIELLI<sup>(73)</sup> em 1997 sob o enfoque da linha de injeção de um motor a Diesel. Neste trabalho foi usado o método das características não cruzado para modelar tanto as linhas de injeção de fluido como de gás.

O acoplamento mostrado nesta tese, por sua vez, limita-se ao fluido pouco compressível, mas abrange o modelo de redes modificado pela introdução do fator de atrito, e o modelo completo da válvula de controle. Podendo-se simular uma rede que possua diversas válvulas automáticas à escolha do usuário.

### **2.3) Controle de redes hidráulicas**

O controle de redes e válvulas de controle em conjunto através de uma central operativa capaz de monitorar , atuar e simular o comportamento da rede, muitas vezes não totalmente previsto no projeto é um objetivo a ser perseguido. POLL;KOELLE<sup>(57)</sup> em 1997 divulgaram as capacidades de um regulador hidráulico de controle para redes composto de 3 módulos distintos que tem como suporte matemático o cálculo do escoamento por meio do MOC – método das características. Neste artigo a existência de um módulo de monitoramento para possíveis detecções de vazamentos, um de simulação e atuação para habilitar ao usuário a possibilidade de antever rapidamente o resultado de manobras a serem executadas, e um terceiro específico à otimização de válvulas de controle operadas por servomotores, constituem a base para um modelo de controle operacional completo. Este regulador , apresentado como modelo, foi construído e experimentado na prática durante a execução desta tese e durante a obtenção dos resultados experimentais constantes aqui. A figura 2.6 ilustra os módulos do regulador completo apresentado neste trabalho.

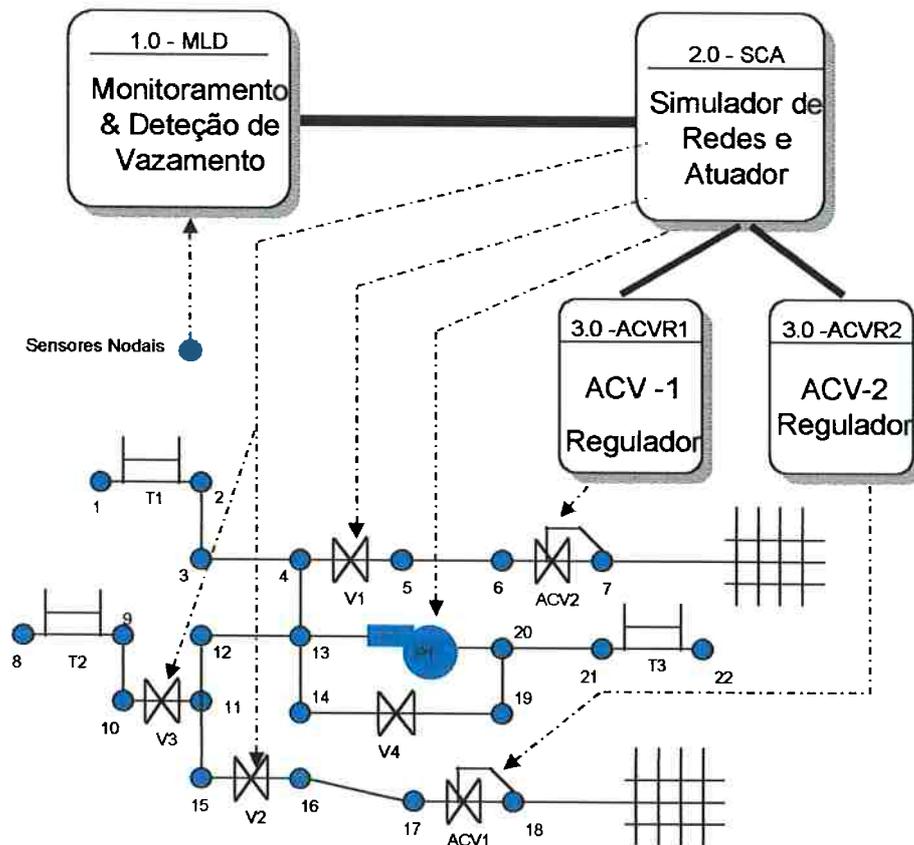


Figura 2.6 – Módulos do regulador de Redes (57)

Sistemas SCADA são unidades necessárias para controles de grandes redes, e são utilizados há mais de 50 anos especificamente em instalações petrolíferas ou industriais. Nos últimos anos com a melhoria das possibilidades de transmissão de dados através de cabos de fibra óptica ou telemetria seu uso vem sendo difundido para aplicações em rede de distribuição de água em municípios. A experiência recente canadense no projeto de um sistema SCADA e os limitantes de comunicação de rádio ou telefone bem como a base de hardware e software foram apresentados por BOER;LEE<sup>(9)</sup> em 1997. Os resultados da implantação do sistema em municípios como Coquitiam e o distrito de West Vancouver e Fraser Valley são mostrados. O trabalho também explora as dificuldades e vantagens de se construir o sistema sobre diferentes

ambientes operacionais como UNIX, Windows NT e 95 e os aspectos gráficos e de interface a serem considerados na elaboração de um sistema de controle para redes hidráulicas.

Sistemas para suporte de decisão muitas vezes ligados a outros sistemas de monitoramento ou cálculo de redes foram publicados por GEEM et al. <sup>(24)</sup> em 1998. Neste trabalho, um sistema inteligente para tomada de decisão em situações de emergência em uma rede de distribuição de águas para o Metrô da Korea foi ligado a um simulador de redes. O simulador de redes interfaciado com o sistema especialista mostrado foi o KYPIPE de WOOD<sup>(80)</sup> (1980). Esta aplicação mostra que o monitoramento e a tomada de decisões em redes dotadas de elementos dinâmicos de atuação, como bombas e válvulas, deve ser suportada, ou pelo menos checada com sistemas de cálculo de escoamento que juntam a “personalidade da rede” ao cenário de enfoque. A figura 2.7 mostra o funcionamento do sistema.

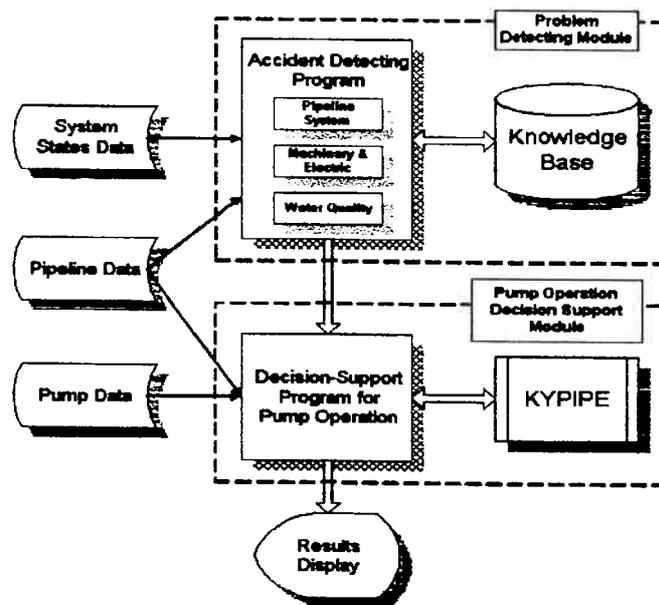


Figura 2.7 – Ligação de sistema de controle com KYPIPE -(24)

NGUYEN;MONTIEL<sup>(49)</sup> em 1998 apresentaram a realização da nova geração de sistemas SCADA para o controle da distribuição de água na cidade de Paris. Este sistema desenvolvido pelos autores usa capacidades de operação remota a partir de uma estação central de comando. A arquitetura é similar ao módulo de atuação apresentado em (24), e os aspectos da comunicação de dados com concentradores e distribuidores em uma rede grande estão enfocados. Os aspectos de segurança de transmissão de dados como o compartilhamento de computadores em linhas dedicadas foram desenhados. Entretanto não há ainda neste exemplo um módulo matemático para simulação prévia do escoamento e das ações ou ainda um suporte inteligente, que, com base em simulações, sugira as manobras corretivas a serem aplicadas na rede. A figura 2.8 mostra os dados disponíveis no sistema de controle e a figura 2.9 apresenta a arquitetura de rede em anel do sistema de controle

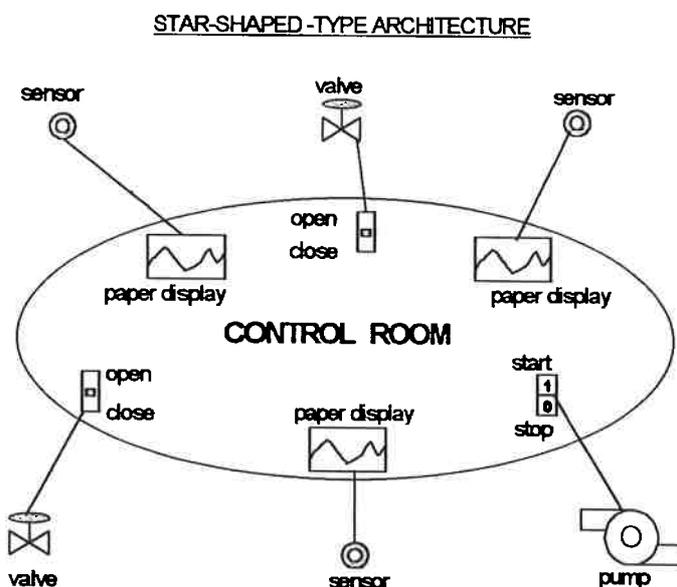


Figura 2.8 – Controle e Dados do sistema de gerenciamento da rede (49)

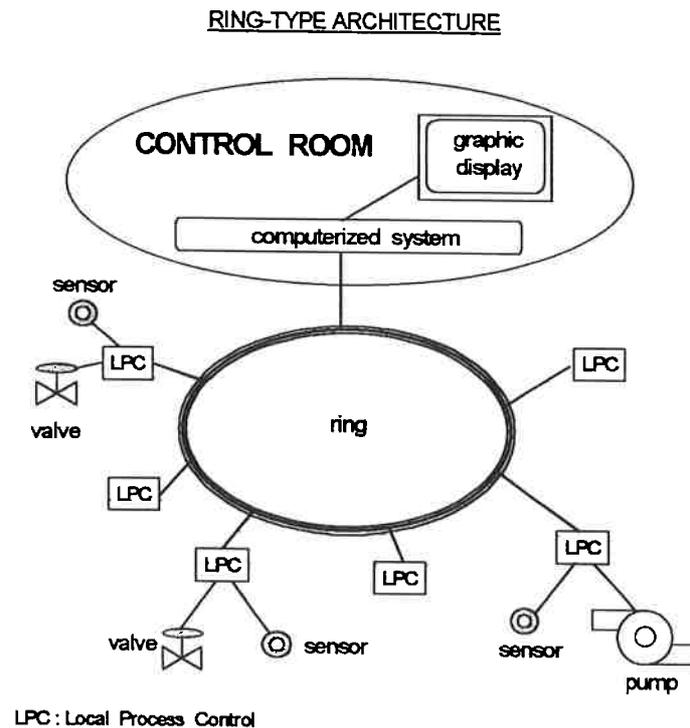


Figura 2.9 – Arquitetura em Anel do sistema da rede de Paris (49)

A integração de programas para um adequado planejamento e gerenciamento de sistemas de drenagem de água foi apresentado por TOMICIC;YDE<sup>(72)</sup> em 1998 . A integração neste caso se deu entre vários programas que foram desenvolvidos para atividades específicas .O controle da drenagem pode ser entendido como um sistema que agrega outros sistemas menores. A drenagem passa pelos estágios de coleção de água por infiltração, escoamento em rede aberta para armazenamento, tratamento de água e distribuição de água aos taques. O exemplo integrou os pacotes MOUSE (DHI-Instituto de Hidráulica Dinamarquês (1989) com STOAT (DUDLEY 1994), MIKE 11 (HAVNO 1995) e um simulador de redes simplificado denominado SIMPOL. Este trabalho também é um exemplo da integração de tecnologias em diversos módulos específicos que se interagem para promover um controle de redes, de distribuição, drenagem, ou ainda industriais .Esta integração foi testada

usando-se várias arquiteturas como processamento sequencial, integração de “baixo nível”, e integração total e ainda integração com processamento paralelo. A figura 2.10 mostra a integração do tipo sequencial e a figura 2.11 a integração com processamento paralelo.

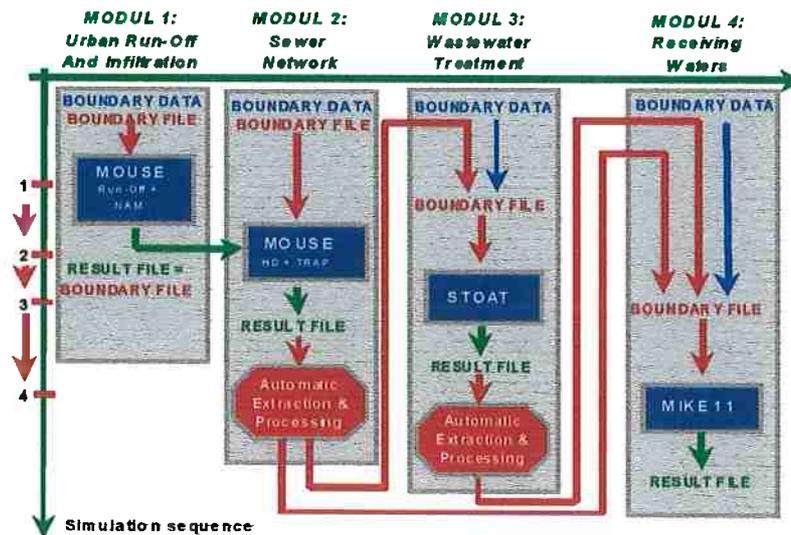


Figura 2.10 – Integração sequencial (72)

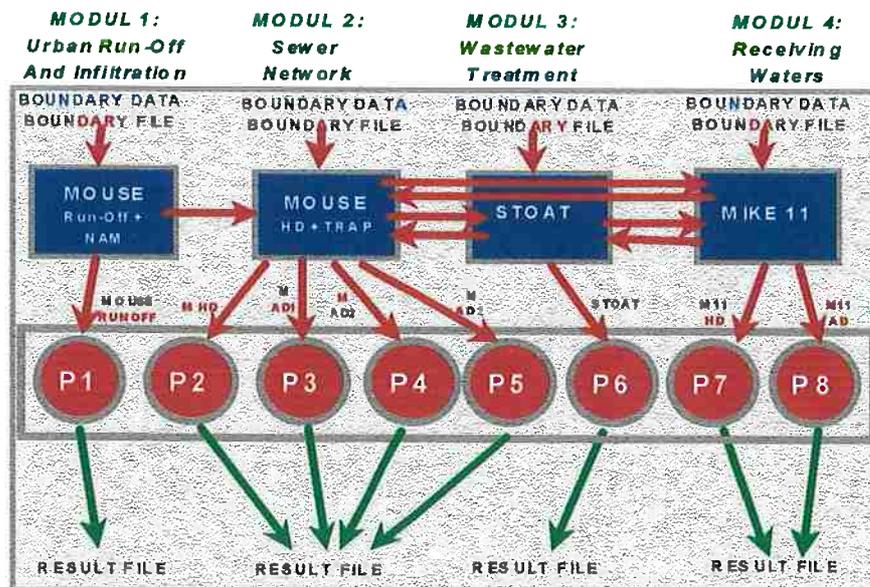


Figura 2.11 – Integração de módulos com processamento paralelo (72)

A combinação de alguns módulos de programas ou sistemas também se faz presente no artigo de TENNANT et al. <sup>(70)</sup> de 1998. Neste o ambiente computacional, chamado de FINESSE, agrega módulos de cálculo, simulação

e otimização em um ambiente gráfico e em uma base de dados comum e de fácil manutenção. Também está incluído neste ambiente uma ligação para um módulo SCADA externo. FINESSE é um exemplo de ambiente voltado ao gerenciamento de operações em período extensivo, ou seja, na qual seguidos regimes permanentes são calculados antevendo situações ao longo de um certo período. O simulador de regimes permanentes usa o mesmo equacionamento básico previsto nesta tese, mas a resolvendo por outro meio. O FINESSE foi testado com sucesso em duas cidades como parte do programa WaterCIME. O ambiente de controle completo é constituído de um módulo de simulação de redes, um de predição estimativa de demandas, um de diagnósticos, um sendo o sistema de supervisão da rede em arquitetura SCADA, um interfaciador entre este sistema e os módulos de simulação, e um sistema concentrador para gerenciamento. O esquema demonstrado está desenhado na figura 2.12.

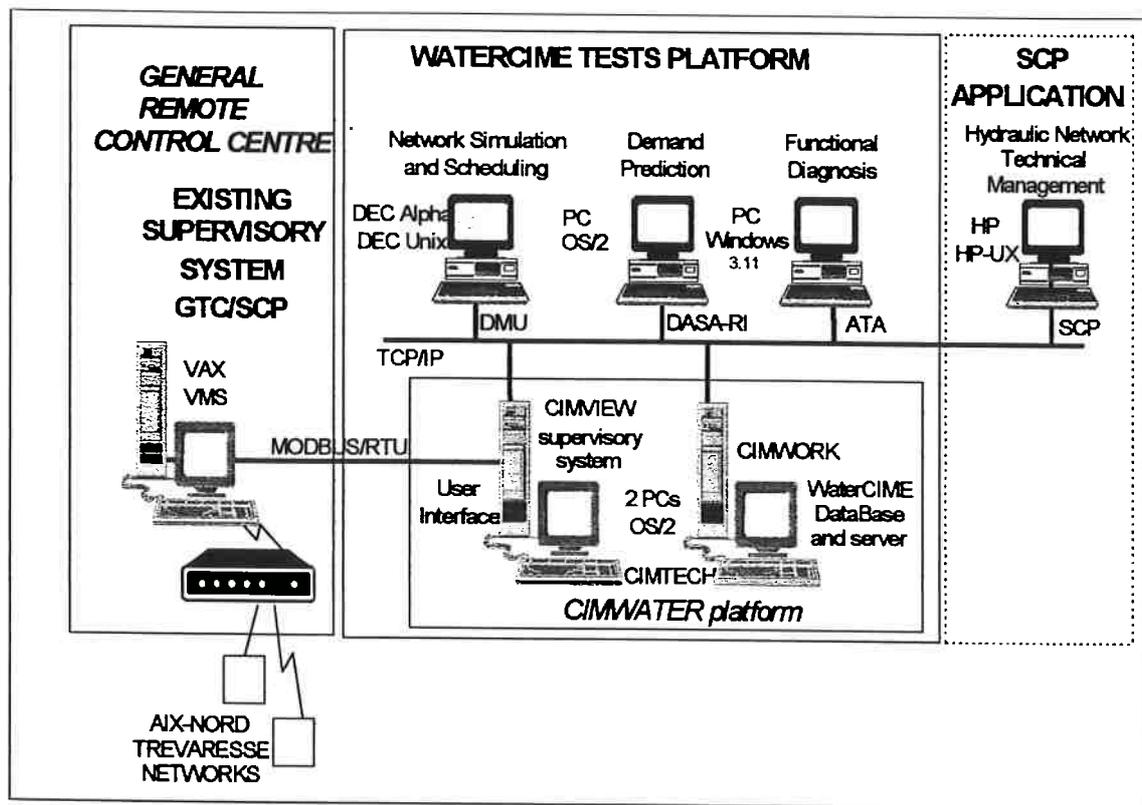


Figura 2.12 – Plataforma de testes WaterCIME (70)

POLL ;KOELLE <sup>(58)</sup> em 1998 apresentaram o equacionamento para válvulas de controle ligadas à redes hidráulicas controladas por simuladores e sistemas de supervisão. Esta proposição, que é o centro desta tese, integra um sistema de simulação de redes com as características de válvulas de controle dentro de um sistema de gerenciamento de redes. A inclusão da válvula de controle como elemento participativo da rede, permite expandir-se a aplicação destes sistemas de gerenciamento a muitas redes que são severamente influenciadas pelo comportamento destes elementos. Os sistemas de gerenciamento de redes observados até o presente momento, partem do princípio de que o elemento VCA (válvula de controle automático) irá de alguma forma executar a atividade prevista. E assim sendo, a rede não será influenciada por qualquer distúrbio, o que torna a previsão de operação relativamente óbvia. Entretanto

é de fato, que muitas destas válvulas instaladas em redes não cumprem na sua integridade a prevista função. Às vezes por mau dimensionamento , má escolha de instalação ou ainda mudanças nas condições de operação da rede que não estavam previstas inicialmente. A proposição do ambiente de controle e simulação , capaz de analisar a rede composta por VCAs verificando o comportamento das mesmas durante operação é o objetivo final desta tese.

O uso de sistemas de simulação e cálculo baseados em pequenos microcomputadores foi abordado por ABEBE;SOLOMATINE<sup>(01)</sup> também recentemente em 1998 na qual foram apresentadas as experiências na otimização do projeto de redes hidráulicas usando-se duas ferramentas integradas. Uma delas é o simulador de redes hidráulicas EPANET de ROSSMAN (1994) ([www.epa.gov](http://www.epa.gov)) e a outra é o sistema GLOBE contendo algoritmos genéticos de GOLDBERG (1989) e adaptativos de SOLOMATINE (1998) como inteligência central para proposição do layout da rede. O sistema GLOBE usa as premissas de menor custo como critério para otimização de redes hidráulicas. Esta matriz de custos , e topologia lógica está esquematizada na figura 2.13.

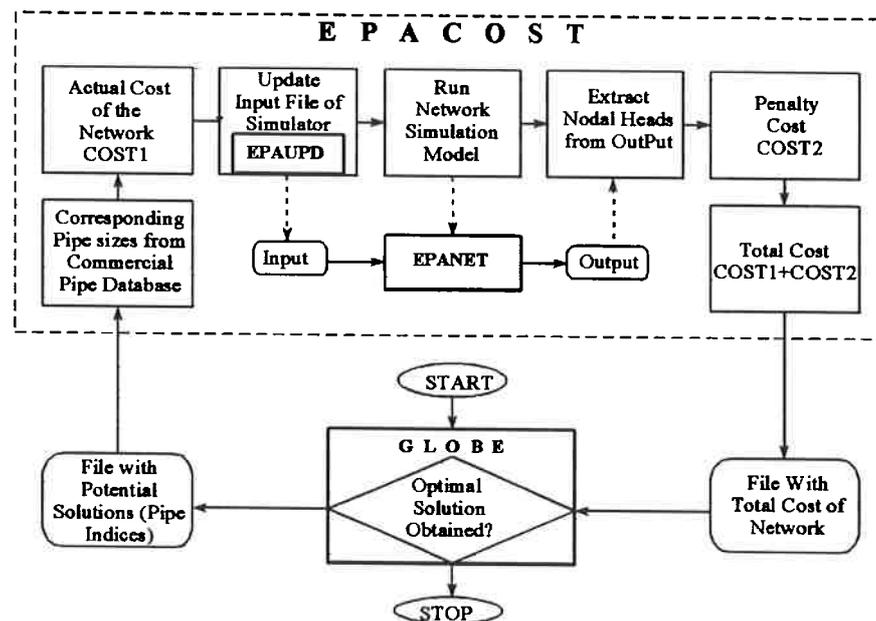


Figura 2.13 – Algoritmo integrado GLOBE e EPANET (01)

SOLOMATINE<sup>(68)</sup> em 1998 também publicou em maiores detalhes o modelo dos algoritmos para otimização usando conceitos genéticos. A comparação foi feita para nove diferentes algoritmos na base de precisão e eficiência.

O programa GLOBE pode ser obtido de ([www.ihe.nl/hj](http://www.ihe.nl/hj)). Os algoritmos genéticos (GA) tiveram sua eficiência comparada em relação aos algoritmos de procura aleatória controlada dos tipos CSR2 e CSR4 e em relação ao algoritmo de procura adaptativa com controle local (SOLOMATINE 1998) (ACCOL). GA e ACCOL mostraram melhor performance na busca de uma sugestão de redes hidráulicas com menor custo para a rede da cidade de Hanoi. Neste exemplo ainda o algoritmo genético achou uma solução com custo menor em 10% em relação ao algoritmo ACCOL mas demorou 5 vezes mais para achar esta solução.

ACKERMANN et al.<sup>(02)</sup> em 1998 suportaram o controle em tempo real para redes hidráulicas. O algoritmo de controle OPRiMa foi sugerido como elemento capaz de regular uma rede hidráulica em constante atividade. A dinâmica do

sistema de passa através da solução das equações de St. Venant , da continuidade e da quantidade de movimento através de um código de elementos finitos de Galerkin e uma aproximação por diferenças finitas no tempo no modo semi-implícito (Crank Nicholson) .O controle em tempo real apresentado visa antever com exatidão principalmente o nível de reservatórios. A aplicação foi feita em um reservatório de controle para turbinas hidrelétricas no Rio Mosel na Alemanha. A variável de controle principal refletia a tomada de decisão de se permitir a passagem de água pelas turbinas. O objetivo era de se manter o nível do reservatório a montante em uma tolerância de altura de 30 cm e conseqüentemente estável o ponto de operação da máquina e ainda manter baixo o gradiente de mudança de controle de operação do próprio sistema.

A calibração de modelos matemáticos de simulação de redes e de válvulas hidráulicas é um dos pontos principais desta tese. O artigo de TUCCIARELLI; TERMINI<sup>(74)</sup> em 1998 constata um método de calibração de uma rede de tubos por meio de dois algoritmos. O objetivo é se determinar a posição das válvulas da rede toda para se cumprir uma demanda desejo de modo a minimizar os valores da matriz de critério. O modelo de cálculo de redes usado por estes autores foi o apresentado por PUDAR;LIGGET<sup>(59)</sup> em 1992 e por GERMANOPOULOS<sup>(25)</sup> em 1985. O modelo não linear de equações algébricas está apresentado abaixo

$$\sum_{j=1}^{M_i} \frac{H_j - H_i}{\sqrt{R_j H_j - H_i}} - \delta K_i (H_i - z_i)^a - QS_i = 0 \quad (2.15)$$

onde N é o número de nós , Mi o número total de tubos ligados ao nó i, Hi o valor da pressão em i, Ki o valor da perda de carga singular por unidade de

pressão,  $z_i$  a elevação topográfica,  $a_i$  o expoente de perda de carga  $\delta$  um binário paramétrico que varia de acordo com a comparação entre  $H$  e  $z_i$ ,  $Q_i$  a demanda total, e  $S_i$  o fator de distribuição local da carga no nó  $i$ .

O primeiro passo do procedimento é a estimativa de parâmetros no modelo de simulação de redes, ou seja, das condições iniciais do sistema que neste caso são obtidas por uma primeira medição de alturas manométricas. O segundo passo do procedimento consiste em se trocar as resistências ocasionadas pelas posições das válvulas e se adquirir novos dados de pressão. Neste ponto se realiza o cálculo do problema inverso, LIGGET;CHEN<sup>(44)</sup> 1996, e o processo é repetido até que os parâmetros computados convirjam. Os valores de resistência, ou seja, as aberturas das válvulas são selecionadas para se minimizar a somatória dos coeficientes variáveis calculados por uma matriz de informação de Fisher.

Esta revisão bibliográfica abrange todos os tópicos investigados que motivaram a realização desta tese. O uso do modelo de redes hidráulicas equacionado pelo MOCM em conjunto com as equações diferenciais que descrevem a condição de contorno das válvulas de controle serão, acreditamos, uma base para que possamos ter no futuro bons sistemas de controle de redes a disposição. E, é neste ponto, que reside a contribuição desta tese.

## **3.0) Descrição da VCA**

### **3.1) Tipos construtivos**

Os principais VCAs dividem-se basicamente em dois tipos construtivos: Válvulas de plástico, de baixa pressão, para aplicações residenciais e de irrigação e Válvulas de corpo metálico, de alta pressão, para aplicações industriais, de redes de distribuição urbana e de irrigação. Neste último grupo destacam-se ainda as válvulas de aplicações específicas, como as usadas para proteção de sistemas de suprimento de água, ou estações de bombeamento, e as que operam como filtros.

Válvulas de aplicação industrial normalmente operam a pressões mais elevadas, e são dotadas de um elemento regulador constituído por uma válvula piloto. A válvula piloto é o cérebro do conjunto VCA pois é o responsável pela correta ou incorreta operação da mesma.

A figura 3.1 mostra uma instalação de distribuição de água contendo válvulas da série 700 da BERMAD.

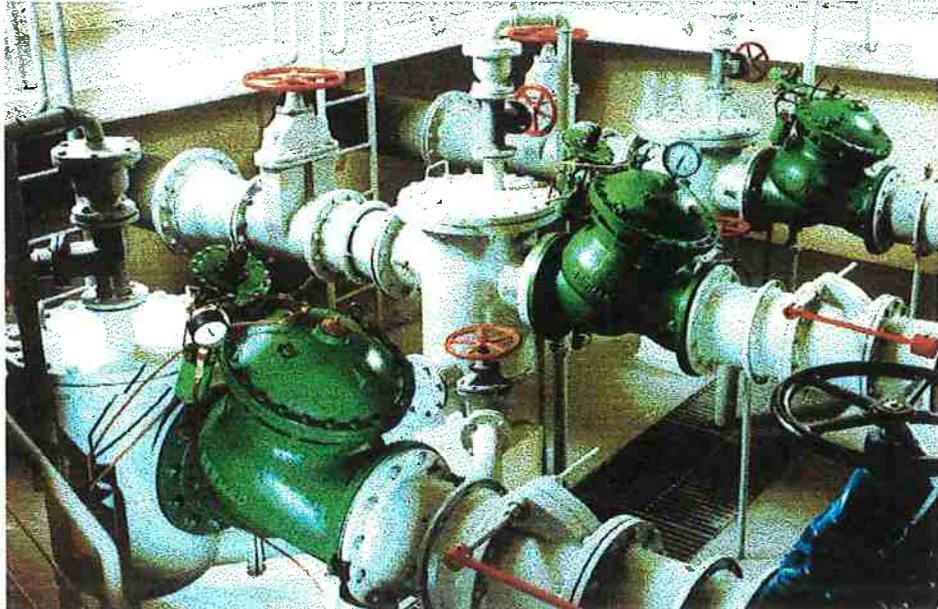


Figura 3.1 – Válvulas de controle Série 700 – BERMAD (06)

A figura 3.2 mostra uma válvula típica para controle de bombas que também tem o mesmo tipo de funcionamento de uma válvula de controle de pressão a jusante típica.



Figura 3.2 - Válvula de controle de Bombas.(06)

Como exemplo de válvulas de baixa pressão podemos mostrar na figura 3.3 uma válvula de aplicação recomendada para sistemas de irrigação e residências. Esta válvula está conectada a um solenóide que tem a função de, eletricamente, ligar ou desligar a mesma. A figura 3.4 mostra a válvula acoplada já à válvula piloto.



Figura 3.3 - Válvula de plástico para aplicações residenciais.(06)



Figura 3.4 – VCA p/ redução de pressão de plástico dotada de piloto (06)

A faixa de operação de VCAs normalmente está demonstrada por meio de gráficos fornecidos pelos fabricantes. Um exemplo é o gráfico que esta esquematizada na figura 3.5 que se aplica a válvulas de material composto. A faixa de operação está limitada entre uma curva de máxima diferença de pressão e uma curva de mínima diferença de pressão. A característica hidráulica da VCA está representada pela razão entre a diferença das pressões à jusante e à montante e a vazão de fluido que atravessa a mesma.

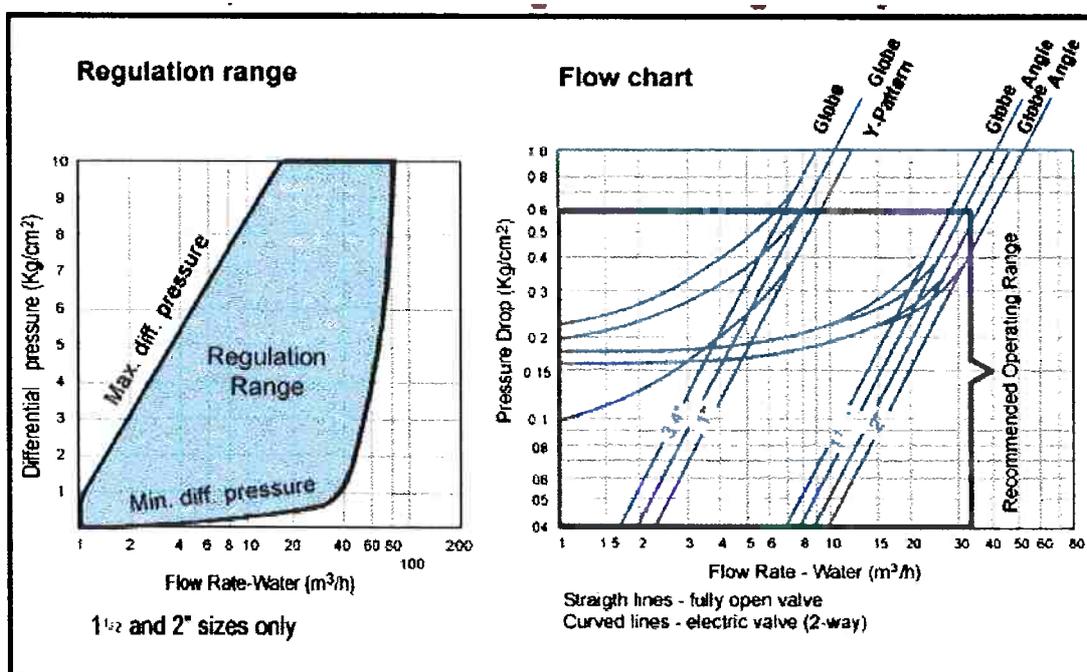


Figura 3.5 – Faixa de operação para VCAs de plástico (06)

A faixa de operação está na realidade definida pelos próprias propriedades dos elementos mecânicos da VCA como como molas , passagens de água, diâmetros de diafragmas e áreas de atuação de fluido como um todo.

### **3.2) VCA modelada matematicamente**

Nesta tese foi pesquisado especificamente o funcionamento de uma válvula de corpo fundido da série 700 da BERMAD, que constitui um exemplo bastante comum de válvula de controle automático para regulação e controle de pressões. Esta válvula de diâmetro característico de 3 polegadas teve seu conjunto analisado para que pudéssemos definir os parâmetros geométricos para simulação de seu funcionamento no computador.

Esta válvula foi também testada e ensaiada no laboratório da BARBARÁ no município de Barra Mansa/RJ para que se pudesse não só calibrar a simulação proposta, que de fato é o objetivo principal, mas também a discutir com base nos dados obtidos. A válvula testada e modelada corresponde a apresentada na figura 3.6. Aqui se pode ver o formato em Y do corpo.



Figura 3.6 – Válvula de ferro fundido. Corpo básico (06)

A figura 3.7 mostra uma válvula de 3 polegadas em corte onde se vê o detalhe do atuador mecânico de obstrução de passagem. O selagem da válvula dá-se

quando o disco do atuador se encontra depositado e pressurizado sobre o anel base, que, por sua vez, é dotado de uma vedação de borracha. Evidentemente que se não houver pressão suficiente sobre a parte superior do diafragma ou superior do atuador não haverá selagem, e, inclusive, a válvula não se encontrará totalmente em seu curso mínimo. Esta VCA é similar à válvula ensaiada.



Figura 3.7- VCA de 3 polegadas em corte – Válvula Modelada e Ensaída

O fluxo de fluido que atravessa a VCA durante a operação está representado esquematicamente na figura 3.8 . A pressão atuante na parte superior e inferior da câmara do diafragma é a principal responsável pela movimentação

da haste da válvula de controle. A parte inferior da câmara do diafragma de atuação é tipicamente pressurizada pela porção de fluido já a jusante da válvula.

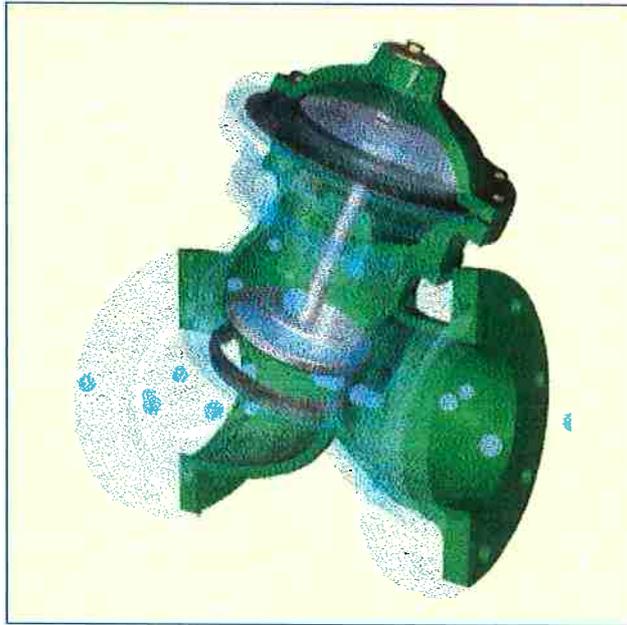


Figura 3.8 – Fluxo de fluido dentro da VCA – Visão 3D (06)

O conjunto da câmara do diafragma pode ser aberto, e suas partes analisadas para que sejam determinados os parâmetros geométricos a serem considerados no modelo de simulação. O atuador da VCA que está ligado ao sistema piloto é formado por duas tampas de ferro dúctil. A figura 3.9 mostra o conjunto de atuação aberto com a presença do diafragma. Este por sua vez é composto de dois discos que prensam ao borracha do mesmo entre si. Esta membrana tem o externo emborrachado, mas internamente é composta por um entrelaçado de aço.

O curso do disco dentro da câmara do diafragma fica limitado na sua tampa inferior por três cabeças de parafuso e na sua tampa superior por quatro batoques. A figura 3.10 mostra a tampa inferior. A tampa inferior mostra

também 2 furos para tomada de pressão. Um dos furos fica fechado por um parafuso e o outro é usado como tomada de pressão de jusante para pressurizar a parte inferior do diafragma do atuador. A bucha interna, presa pelas arruelas dos parafusos superiores, guia a haste.

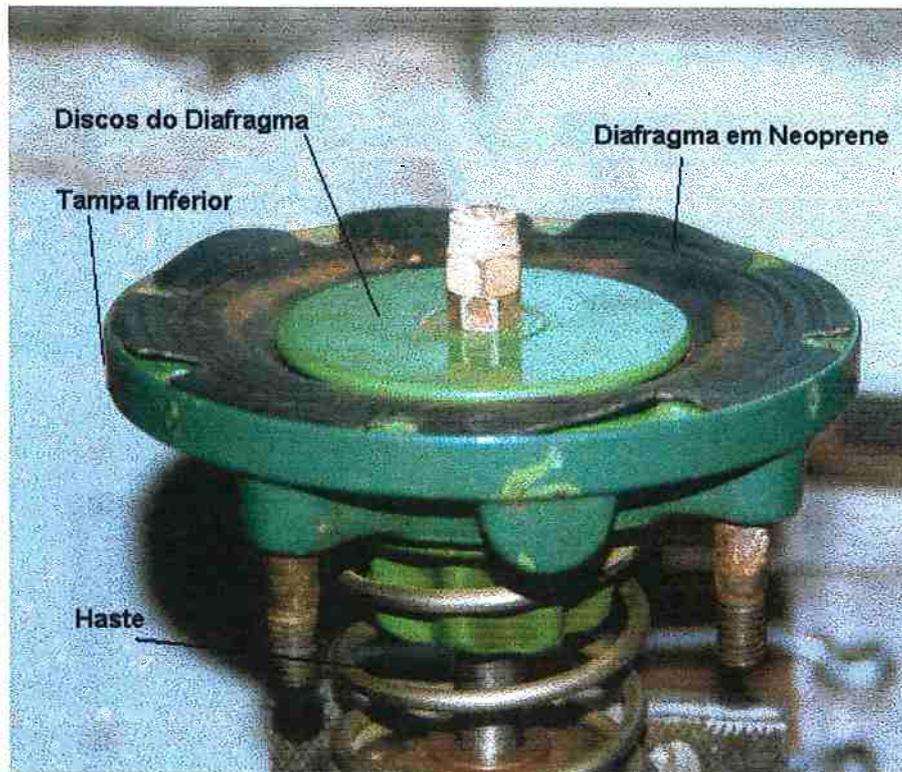


Figura 3.9 – Câmara do Diafragma da VCA de 3 polegadas

A tampa superior está mostrada na figura 3.11. Os batoques de encosto para abertura máxima da haste também estão mostrados nesta mesma figura.

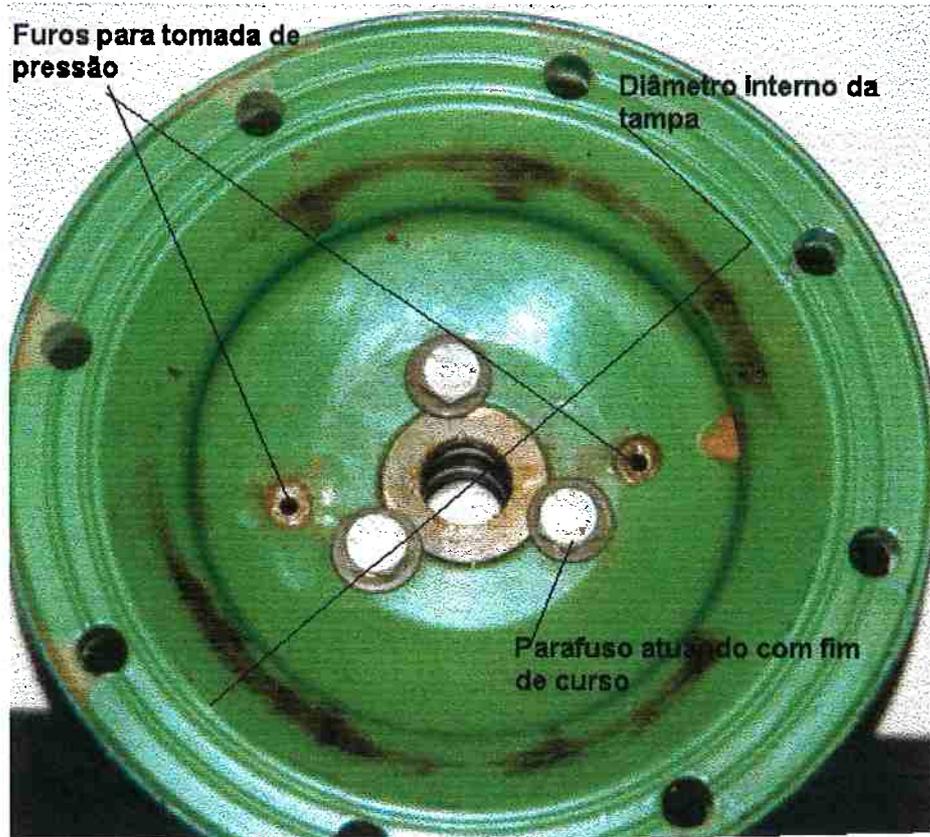


Figura 3.10 – Tampa inferior da Câmara do Diafragma da VCA de 3 polegadas



Figura 3.11 – Tampa Superior da Câmara do Diafragma da VCA

Da divisão da câmara até o topo dos parafusos da tampa inferior temos uma distância de 21.32 mm . Desta mesma divisão até os batoques da tampa superior existe uma distância de 22 mm. Cada disco que prende o diafragma de neoprene tem uma espessura de 7.51 mm e o próprio diafragma tem uma espessura de 1.52 mm. Assim sendo o curso total da haste para uma válvula de 3 polegadas limitada pelo espaço físico de movimentação da mesma dentro da câmara é de:

$$\text{Curso} = 22 + 21.32 - 2 \cdot 7.51 - 1.52 \text{ mm} = 26.78 \text{ mm}$$

A figura 3.12 mostra o detalhe do diafragma de diâmetro efetivo de 125.2 mm. Os discos que o prendem possuem diâmetro de 90 mm.

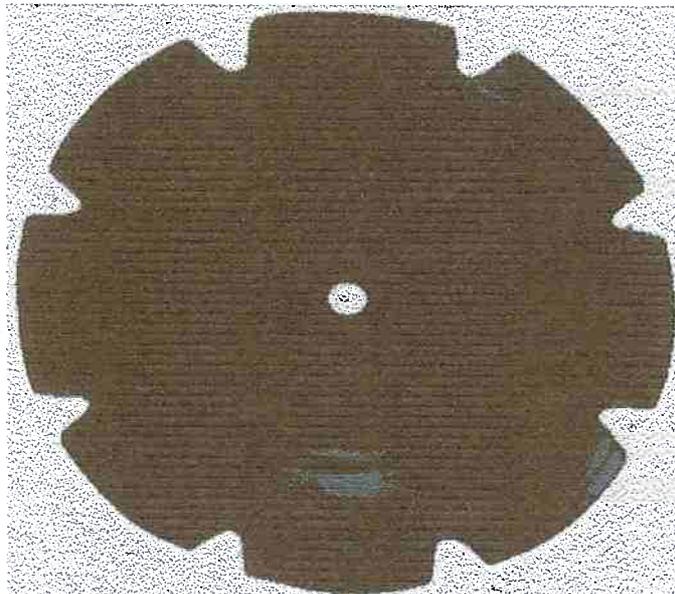


Figura 3.12 – Diafragma da VCA.

**3.3) O funcionamento da VCA em operação de regulação**

O funcionamento dinâmico da VCA , para serviços de regulação de pressão, como o testado no laboratório, está esquematizado na figura 3.13.

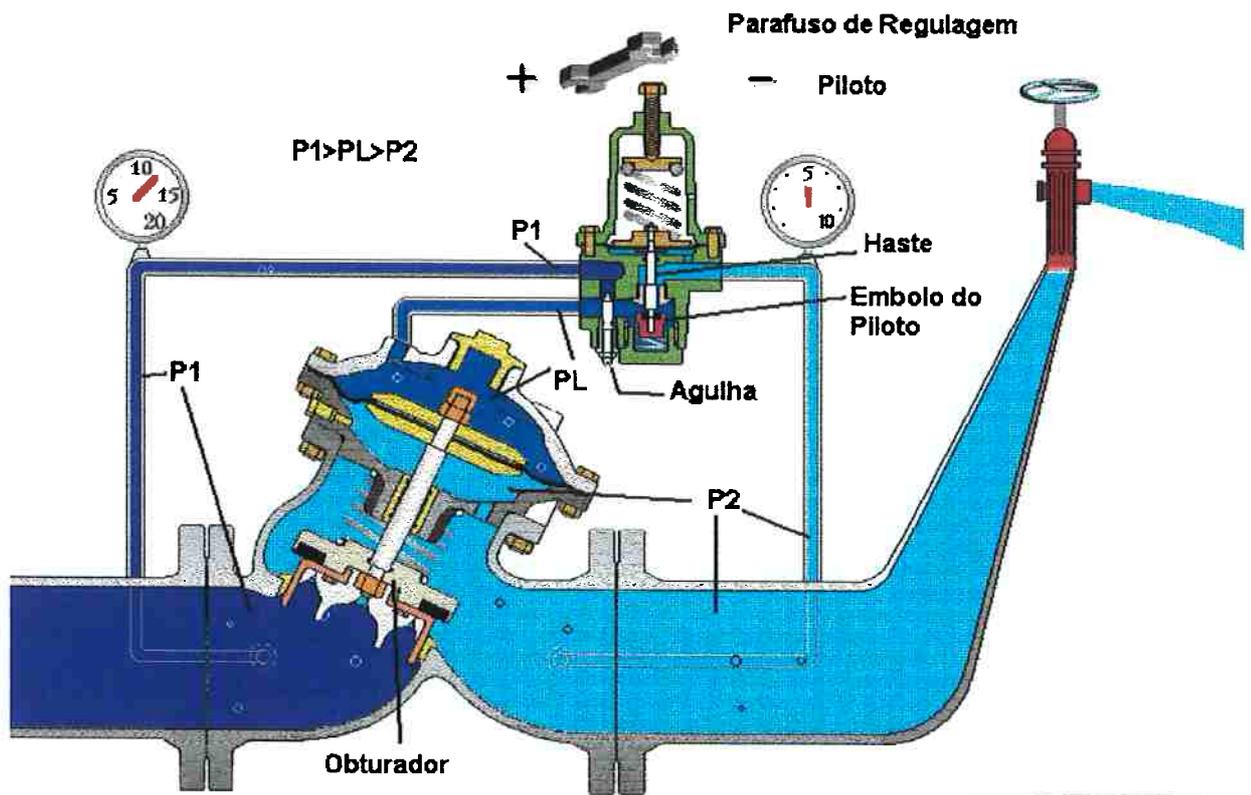


Figura 3.13 – Esquema de regulação da VCA (06)

Considerando-se a área do obturador como sendo  $A_O$  e a área total do diafragma como sendo  $A_D$  , em regulação, valerá a equação sobre a válvula principal:

$$P_1 \cdot A_O + P_2 \cdot A_D = P_2 \cdot A_O + P_L \cdot A_D + P_{mola} \quad (3.1)$$

Aqui  $P_1$  será maior que  $P_L$  que por sua vez é maior que  $P_2$ . Entretanto, claramente, para se determinar a posição da válvula deveremos conhecer todas as variáveis de pressão. A pressão  $P_L$  é determinada pelo

estrangulamento do piloto de controle que por sua vez possui dois tipos de ajustes: o parafuso de aperto da mola e também a posição da válvula agulha.

Em condição de desequilíbrio, ou seja, quando a válvula esta totalmente aberta ou totalmente fechada a equação (3.1) não é mais válida, pois o obturador da VCA deverá estar encostado na selagem ou no seu fim de curso.

Este, determinado pelo curso mínimo da mola.

O parafuso do piloto quando girado no sentido horário pressiona o disco de apoio, que por sua vez, pressiona a mola do mesmo. Esta mola possui um coeficiente de elasticidade bastante alto. A mola pré tensionada age sobre o diafragma do piloto vencendo a ação da pressão de jusante. Isso faz com que a haste do piloto desça e proporcione a abertura do êmbolo do piloto. Essa abertura permitirá escoamento através de todo o sistema do piloto. O fluido na entrada do piloto com pressão  $P_1$  passa pela primeira redução, a agulha, preenchendo a câmara do diafragma da VCA, e saindo pela abertura do êmbolo do piloto. Esta abertura, como segunda redução, é a perda de carga localizada responsável pela diferença entre  $P_2$  e  $P_L$ .

A regulagem do parafuso é feita de tal modo, que em regime permanente se atinja uma determinada pressão desejada à jusante. Esta pressão é de fácil visualização, pois se dispõe de um manômetro para se verificar o valor de  $P_2$ .

Durante um transiente qualquer, numa mudança de condição permanente de operação, a pressão  $P_1$  e/ou  $P_2$  variarão, e com isso variará a haste do piloto. A variação das pressões juntamente com a haste do piloto também acarretarão a alteração de  $P_L$ , e, por conseguinte, a movimentação do obturador da VCA. A agulha permanece parada atuando como um elemento fixo de perda de carga

entre  $P_1$  e  $P_L$ , e que, como veremos mais tarde, tem a função de atuar como elemento de controle de amortecimento durante as variações dos transientes.

A figura 3.14 representa bem três estágios para ajuste do parafuso no intuito de se alcançar a pressão desejada à jusante. Quanto mais voltas se dá no parafuso de regulagem, maior fica a passagem do êmbolo do piloto, menor fica a pressão  $P_L$ , por conseguinte, maior a passagem de água no obturador e maior pressão em  $P_2$ .

Para o piloto testado, o curso do diafragma do piloto esta limitado a um espaço físico de 5 mm. Portanto o êmbolo da haste do mesmo poderá ficar aberto em no máximo 5 mm. Se pressão  $P_2$  for insuficiente, o disco abaixo da mola no piloto, vencido pela pressão da mola tocará no batente e ficará ainda pressionado pela mesma força exercida pela mola. Neste ponto, um eventual fechamento do embolo só será possível se a pressão  $P_2$  crescer significativamente, o suficiente para vencer a mola.

Existem ainda alguns próprios limitantes físicos no sistema como os próprios diâmetros de passagem de água que restringem o escoamento a um valor limite, sendo significativos na avaliação do tempo de resposta da VCA.

Durante a operação, então o movimento da haste do êmbolo determina a variação da perda de carga no conjunto regulador e a pressão  $P_L$  que atua no diafragma, que também se encontra ligado à haste da VCA que movimenta o obturador.

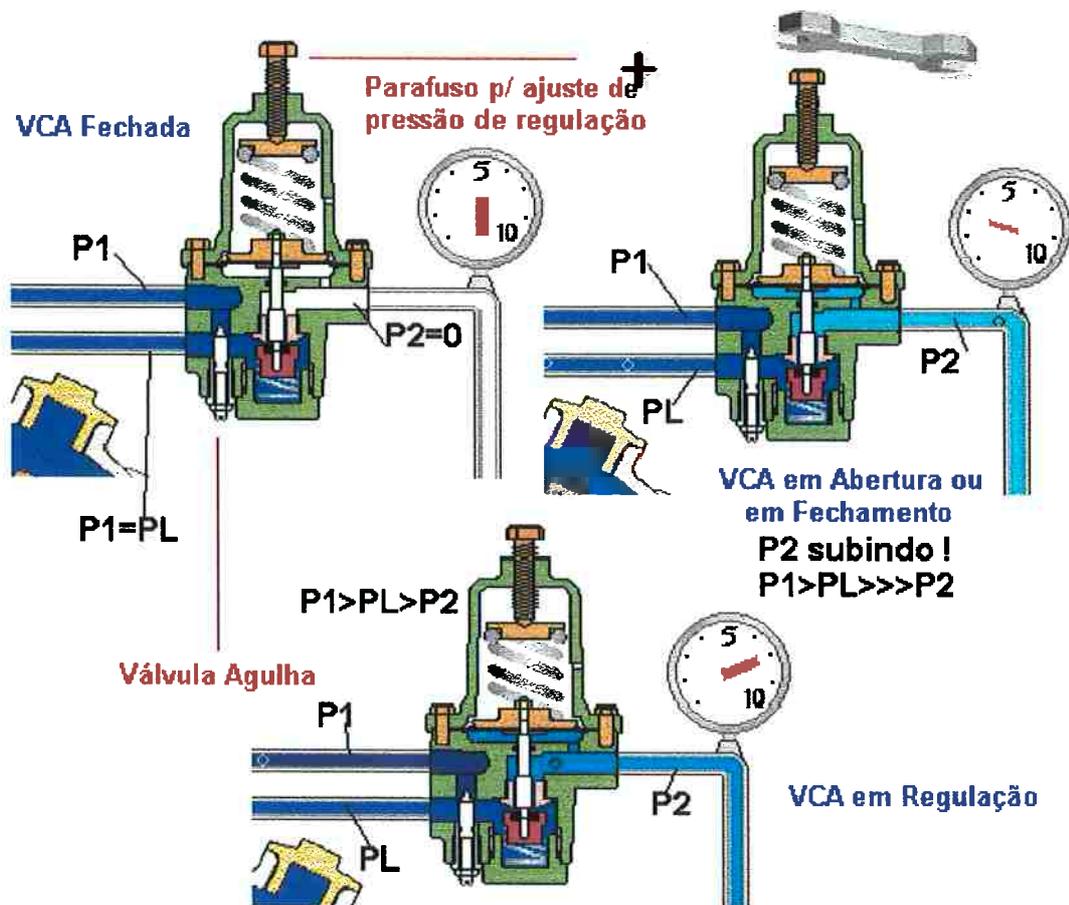


Figura 3.14 – Regulagem no parafuso de pre-tensionamento da mola do diafragma (06)

Ao obturador da VCA pode ser acoplado um segundo disco que possui a função de "suavizar" o comportamento da VCA na medida em que permite um controle com um maior curso de movimento. Ou seja, menos suscetível a alterações de comportamento em virtude de variações de curso da ordem de décimos de milímetro. Alguns fabricantes fornecem esse opcional sob diferentes nomes próprios. A BERMAD também possui este opcional chamado de V-Port. Este disco permite, então, a regulação utilizando-se um maior curso da válvula e uma diferente lei hidráulica característica. O gráfico do comportamento hidráulico, ou seja, do coeficiente de perda de carga  $C_v \times \%Abertura$  está mostrado na figura 3.15.

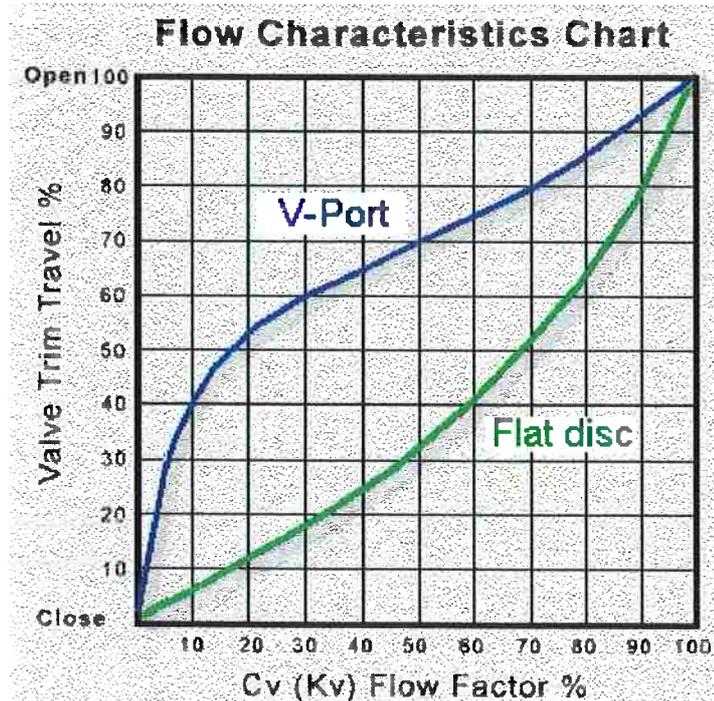


Figura 3.15 – Lei característica da VCA (6)

Esta lei característica foi discretizada e modelada matematicamente sendo usada no simulador proposto na tese. A curva do disco plano, tem um comportamento mais exponencial na relação entre o curso e fator de perda de carga. A Curva considerando-se o V-Port possui um comportamento mais logarítmico. O comportamento informado aqui está de certo modo de acordo com os dados encontrados nos ensaios práticos executados por BRUNONE et al. <sup>(11)</sup>.

O dispositivo acoplado a VCA está mostrado na figura 3.16 onde se vê todo o conjunto do atuador da VCA com a câmara do diafragma fechada, a haste e o atuador.



Figura 3.16 – V Port acoplado ao conjunto de atuação da VCA

### **3.4) Sistemas Piloto de Válvulas de Controle**

De acordo com o tipo construtivo, estes sistemas piloto podem ser feitas de plástico à moda da VCA ou ainda de aço ou ferro fundido.

As válvulas do sistema piloto conectam-se à VCA por meio de uma tomada de pressão a montante, outra a jusante e uma tubulação, que também a liga a câmara de atuação da VCA. A figura 3.17 mostra os tipos de válvulas pilotos estudados. O mesmo tipo de válvula piloto pode cumprir diversas funções como de controle para redução de pressão. Evidentemente que a função esta dependente do modo como o piloto se conecta à VCA.

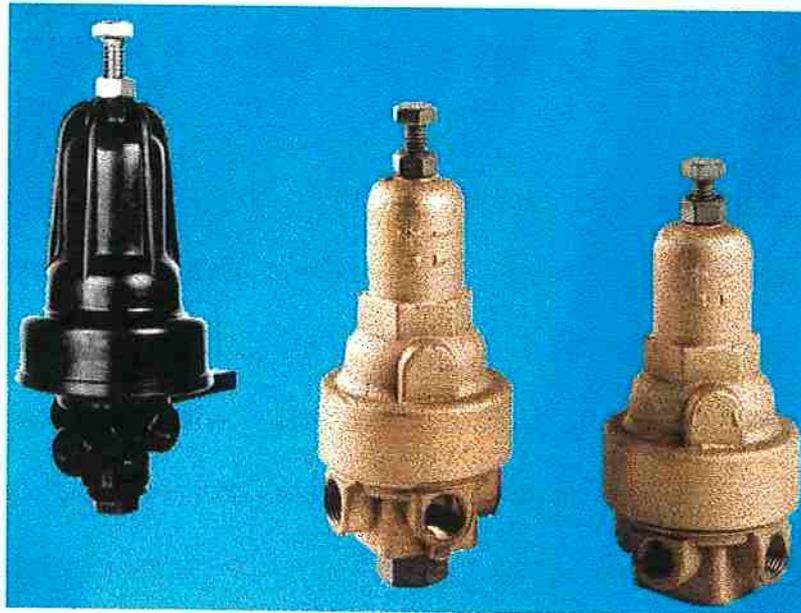


Figura 3.17 – Válvulas Piloto (06)

A figura 3.18 mostra por exemplo uma válvula piloto de uma única via que se presta para regulação simples do tipo abre e fecha.

O piloto é um sistema de massa mola dotado de uma mola principal, de rigidez alta que atua sobre um diafragma. Este diafragma está ligado a uma haste de diâmetro 6.3 mm e de comprimento 19.72 mm. O piloto basicamente está dividido entre uma tampa superior onde se aloja a mola principal, uma corpo inferior que integra a parte inferior da Câmara do diafragma e uma tampa inferior rosqueada que aloja também uma mola menor que tem a função de retorno.

A figura 3.19 mostra o desenho característico do piloto com as dimensões principais de influência no equacionamento.

Para estudo dos componentes internos, um piloto foi desmontado e analisado em detalhes. Este piloto pode ser acoplado a qualquer tamanho de válvula e inclusive a qualquer tipo VCA.

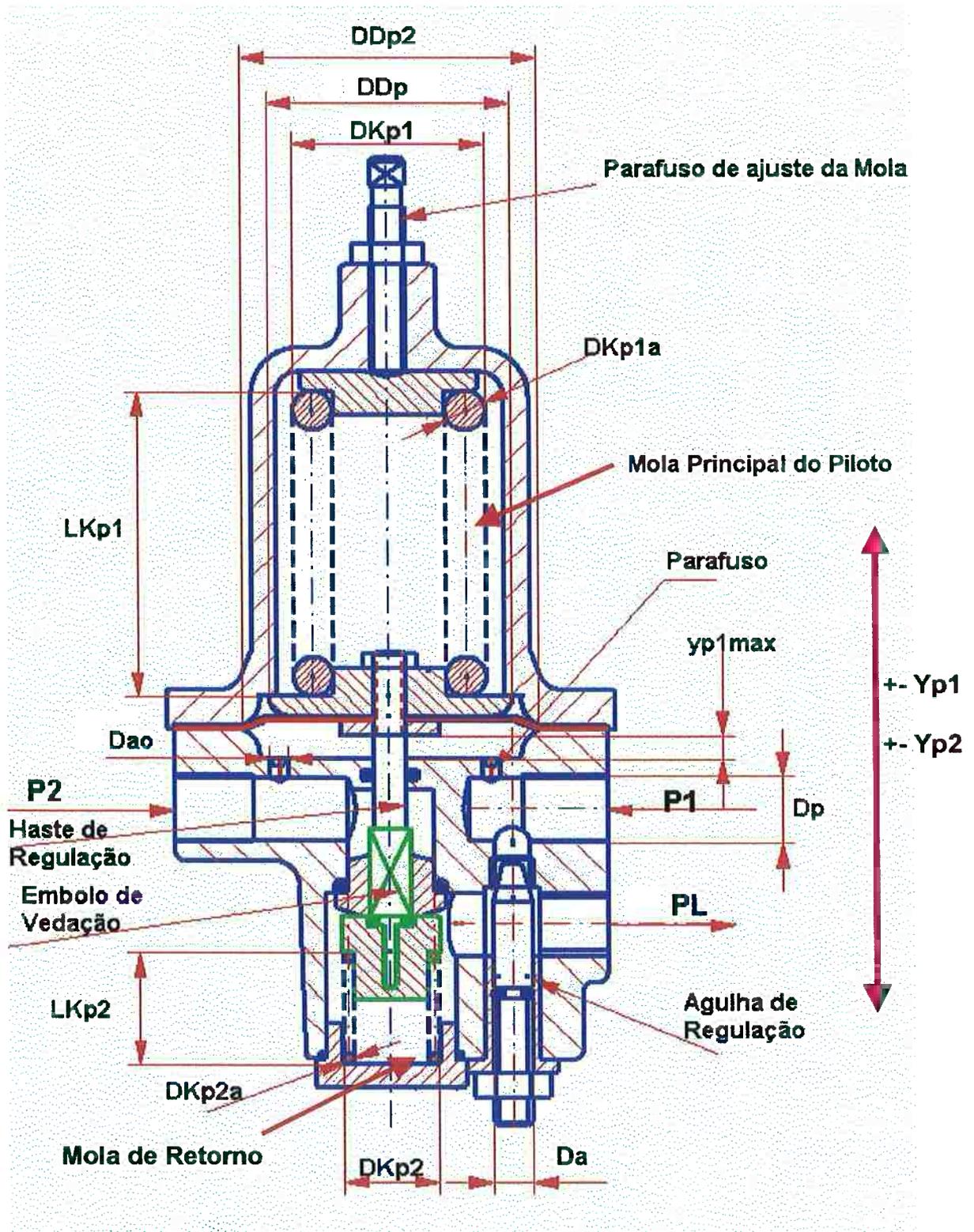


Figura 3.19 – Desenho do Piloto

A figura 3.20 mostra os principais componentes do piloto. O conjunto do êmbolo e mola 2 são acoplados a parte inferior do corpo por meio de uma rosca. Note que o conjunto do diafragma está ligado a uma haste. Quando montada, esta haste corre dentro da bucha guia sede da vedação, e se encosta com o guia do êmbolo que tem seção triangular. A guia do êmbolo e o próprio êmbolo formam uma peça montada e fixa que na figura se encontra sobre a mola 2. Esta mola 2 garante que a guia do embolo sempre esta encostada com a haste do diafragma.

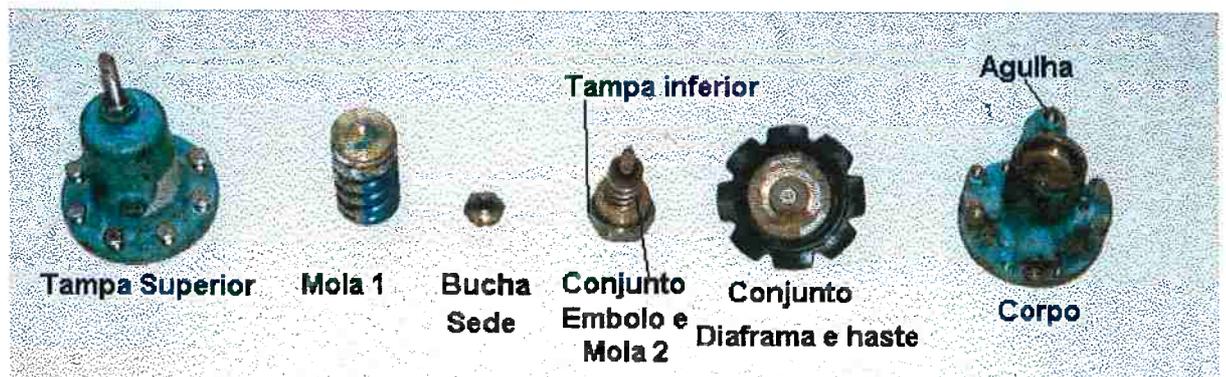


Figura 3.20 – Principais peças e subconjuntos do piloto

Note que o próprio diafragma atua como vedador na selagem quando o corpo está parafusado à tampa superior.

A figura 3.21 mostra a tampa superior que aloja a mola principal. Esta tampa possui acoplada a mesma, o parafuso de pré tensionamento da mola. Este parafuso pressiona uma base interna que esta ligada a mola por contato.



Figura 3.21 – Tampa superior do piloto e parafuso de ajuste

O diâmetro interno maior da tampa superior é de 60.77 mm e o diâmetro menor de 54.6 mm. A profundidade até o ponto de assentamento da base superior do diafragma tem 6 mm. Estes dados dimensionais são de suma importância na verificação dos cursos hidráulicos máximos de deslocamento da haste do piloto.

A mola juntamente com sua base superior esta mostrada na figura 3.22. A mola tem 6 espiras , um diâmetro externo de 39.5 mm e uma seção de aço de espira de 8.2 mm . Estas propriedades geométricas conferem a esta mola um alto coeficiente de mola. De acordo com JUVINAL<sup>(32)</sup> o coeficiente pode ser calculado por (3.2):

$$k = \frac{d^4 \cdot G}{8 \cdot D^3 \cdot N} \quad (3.2)$$

Onde : d = diâmetro da espira

D= diâmetro da mola

N = número de espiras

G = módulo de rigidez para aço mola = 79GPa



Figura 3.22 – Mola superior do piloto.

O diafragma é prensado por dois discos . No disco superior ficará alojada a parte inferior da mola após a montagem. O disco inferior acopla a haste que possui diâmetro de 6.3 mm é o principal elemento hidráulico de regulação.

A figura 3.23 representa o conjunto do diafragma e também mostra a haste de regulação. O diâmetro do diafragma é de 50 mm. A parte superior do diafragma tem ainda uma espessura de 4 mm e o disco inferior , ligado a haste tem 3 mm de espessura. Logo na posição de encosto com a tampa superior dos 6 mm de profundidade da tampa , 3+4 mm já são “preenchidos” pelas

espessuras dos discos do diafragma. A espessura do neoprene é de 1mm, mas pela pressão de montagem nesta região passa a ser bem menor, portanto notamos que o conjunto invadirá a câmara no corpo do piloto em cerca de 1mm.

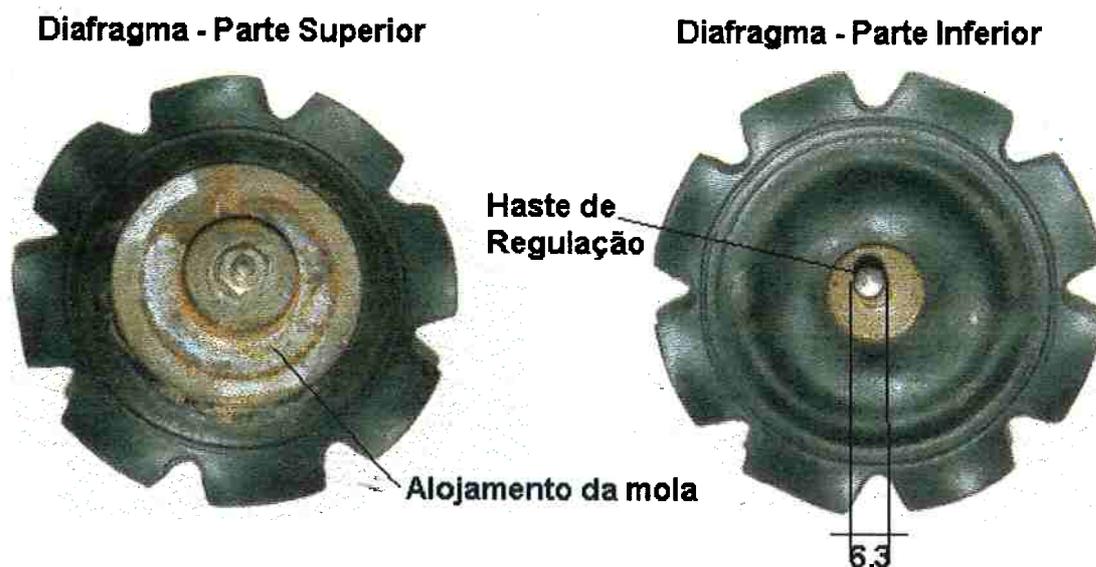


Figura 3.23 – Conjunto do Diafragma do piloto.

A haste do diafragma corre dentro do furo principal do corpo do piloto. Na figura 3.24 pode-se reconhecer o corpo do piloto. Visto pela parte inferior nota-se que a bucha sede da vedação se encontra montada e parafusada ao mesmo. O conjunto do guia do êmbolo corre dentro deste furo. Na parte superior vê-se a agulha de regulação e na parte inferior a rosca de acoplamento com a pressão de jusante  $P_2$ . Ao furo rosqueado, junto à agulha, será conectada à tomada de pressão  $P_1$ .

O lado direito desta figura mostra o corpo do piloto visto por cima. Aqui temos a abertura da câmara efetiva do diafragma do mesmo. O diâmetro maior da cavidade é de 62.12 mm e o diâmetro do fundo é de 53.82 mm. A profundidade representa 6 mm. Como o conjunto do diafragma invade esta

profundidade em cerca de 1 mm podemos dizer que se o diafragma se encontrar encostado na tampa superior teremos um curso livre máximo de apenas 5 mm. Ou seja, de uma posição inicial para uma posição máxima o curso da haste do piloto só poderá se deslocar 5 mm.

O furo central tem diâmetro de 6.3 mm o que representa um ajuste deslizante entre a haste do diafragma nesse orifício.

Note que existem ainda 4 tomadas de pressão no corpo denotadas por furos de 3.7 mm. O furo sobre a conexão com a pressão  $P_1$ , na entrada da válvula agulha se encontra fechado por um parafuso. O furo do lado oposto permite que a câmara se pressurize com o valor de jusante  $P_2$ .

Esta pressão de jusante  $P_2$  também atuará no sentido de separar a haste do êmbolo.

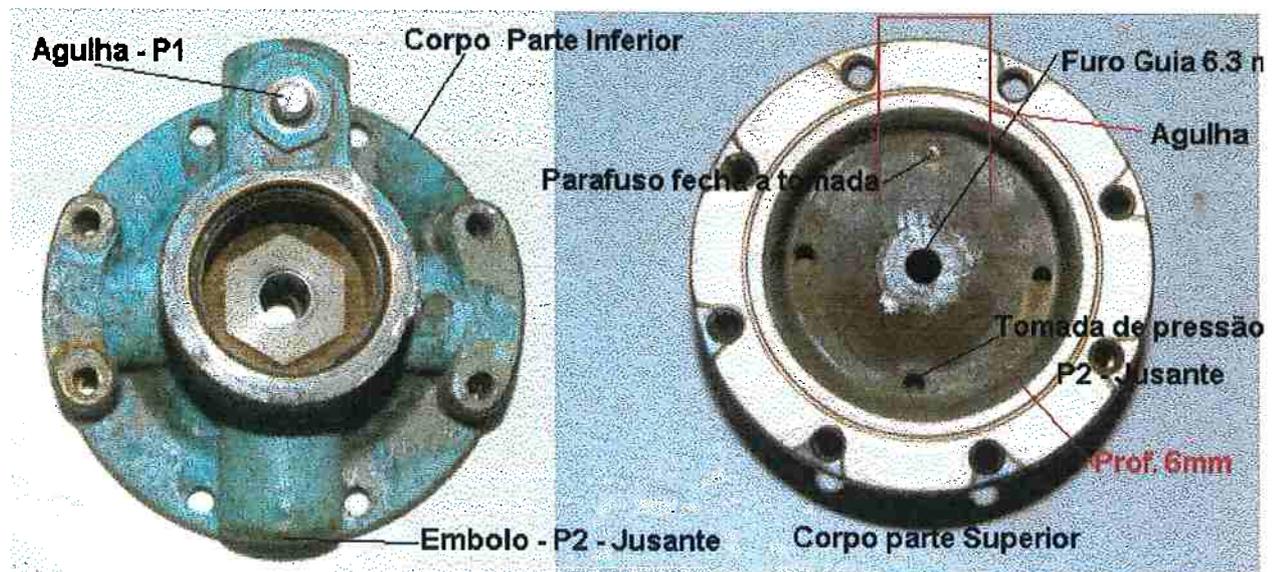


Figura 3.24 – Corpo do piloto.

O conjunto do êmbolo e mola inferior aloca-se sobre a tampa inferior que está rosqueada ao corpo do piloto. Este conjunto está aparente na fotografia da figura 3.25. Note que o êmbolo entrará pela parte inferior da sede da vedação do piloto.

A haste do êmbolo possui 18.2 mm de altura e um diâmetro externo de 20 mm. O diâmetro interno que se encaixa dentro da mola possui 15 mm. A mola tem 7 espiras ativas, um diâmetro externo de 20 mm e um diâmetro do aço de 2.18 mm. O comprimento da mesma em posição livre é de 37.27 mm. O comprimento mínimo da mola quando totalmente comprimida é de 17.5 mm.

Quando o conjunto está montado dentro do corpo da válvula, a mola de retorno ficará no mínimo comprimida em 13.74 mm. Ou seja sempre existirá uma força agindo no sentido de pressionar a vedação do êmbolo na direção de sua sede de um valor mínimo correspondente à compressão da mola de 13.74 mm. Valor que é uma constante de pré tensionamento inalterável.

Assim sendo a mola inferior passa a ter um curso máximo limitado pela compressão máxima da mola.

Como o comprimento total útil após montagem é de  $37.27 - 13.74 = 23.53$  mm e o comprimento mínimo na máxima compressão de 17.5 mm podemos concluir que a mola tem um curso útil de 6 mm.



Figura 3.25 – Conjunto do êmbolo e mola de retorno inferior

O curso da haste do diafragma é de 5 mm , mas não há situação normal de diferença de pressão que permita que a haste do êmbolo do piloto fique momentaneamente separada do final da haste do diafragma. Esta separação de no máximo 1 mm poderia ocorrer se a pressão  $P_2$  for momentaneamente muito maior que a pressão  $P_L$ . E insuficiente para mexer a mola principal do piloto , mas neste caso, tanto a haste do êmbolo como a haste do diafragma permaneceriam guiadas na sede da vedação do êmbolo e na própria guia do corpo do piloto. Esta situação também pela relação de perdas de carga, não seria uma operação normal.

A figura 3.26 mostra a posição relativa entre o êmbolo e a sede da vedação



Figura 3.26 – Posição relativa entre êmbolo e sede da vedação

A figura 3.27 mostra as duas hastes de regulação de fluido, em separado simulando a condição de contato de operação.

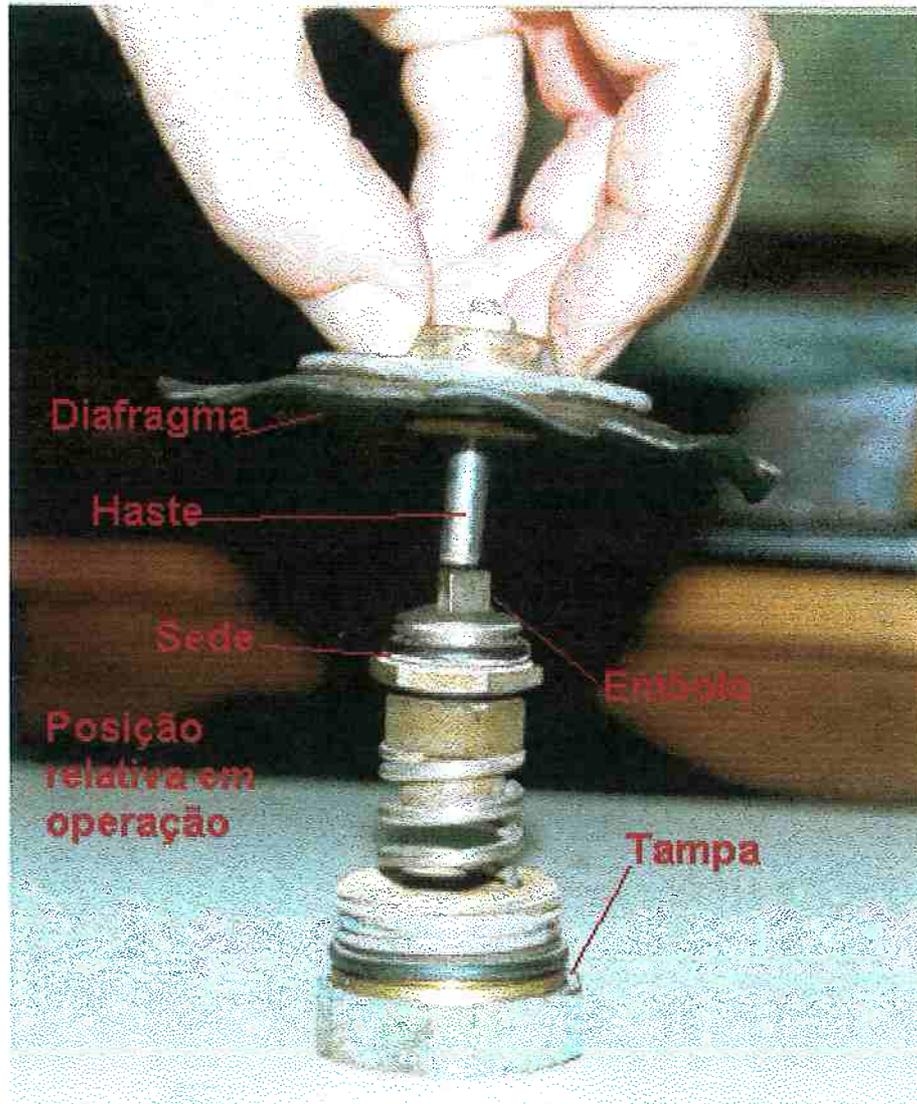


Figura 3.27 – Posição de funcionamento entre hastes

O último componente que se acopla ao corpo principal do piloto é a válvula agulha e sua respectiva bucha. Esta é dotada de uma rosca externa para união ao piloto e uma rosca interna, fina, onde se conecta à agulha.

A superfície de regulação da agulha é dada pelo cone na ponta da mesma. O diâmetro varia de 8 mm a 3.85 mm em 7.7 mm de comprimento. O comprimento da área em contato é de 21 mm, ou seja, do início da agulha até

o O'Ring de vedação. A rosca tem 25.7 mm de comprimento o que confere adequada sensibilidade no ajuste.

O escoamento na região da agulha se dá através de um orifício guia e o cone da agulha. Se a agulha estiver aberta demais a perda de carga se reduz a provocada por um orifício simples.

Em regime de regulação a agulha tem a função de variar este orifício para um diâmetro menor, equivalente à região anelar do escoamento. Quanto mais fechada estiver a agulha maior será a diferença entre a pressão  $P_1$  e  $P_L$ .

A agulha do piloto bem como a bucha de acoplamento estão mostradas na figura 3.28.



Figura 3.28 – Agulha do piloto

### **3.5) Análise geométrica e dimensional da VCA e do piloto**

A proposição desta tese, bem como as simulações e ensaios realizados, estão baseados em uma válvula da Barbará-Bermad de 3 polegadas e as características dimensionais assinaladas neste item se referem a esta VCA. Os dados foram obtidos a partir de uma inspeção dimensional que foi feita em uma válvula completa que se encontrava no departamento de manutenção da empresa de saneamento de água SANASA de Campinas. Esta inspeção foi realizada com um paquímetro digital calibrado e certificado.

Constante	Descrição	Valor
$D_o$	Diâmetro do obturador da VCA	71.2 mm
$D_H$	Diâmetro da haste da VCA	15.6 mm
$D_D$	Diâmetro do Diafragma Total da VCA	125.2 mm
$D_{D1}$	Diâmetro do Disco do Diafragma da VCA	90 mm
$\alpha$	Ângulo do corpo da VCA	60 Graus
$D_K$	Diâmetro da Mola da VCA	44 mm
$D_{Ka}$	Diâmetro da espira da Mola da VCA	5 mm
$n_K$	Número de espiras ativas da Mola da VCA	3
$M$	Massa da parte móvel da VCA (obturador)	1.3 kg
$L$	Comprimento Característico de amortecimento	110 mm
$Y_{opre}$	Valor de pretensionamento da Mola da VCA	1 mm
$Y_o$	Valor inicial do obturador da VCA	Reg Perm
$y_{max}$	Curso máximo do obturador da VCA	26.78 mm
$D_{Kp1}$	Diâmetro da Mola 1 do piloto	31.3 mm
$D_{Kp1a}$	Diâmetro da espira da Mola do piloto	8.2 mm

$n_{kp1}$	Número de espiras ativas da Mola do piloto	4
$m_1$	Massa da haste do diafragma do piloto	113.3g
$L_{p1}$	Comprimento Característico de amortecimento do piloto	Variável $y_{p1}(t-\Delta t)$
$Y_{op1}$	Valor de pretensionamento da Mola do piloto	Reg Perm
$Y_{p1max}$	Curso máximo da haste do piloto ligada ao diafragma	5 mm
$D_{kp2}$	Diâmetro da Mola 2 de retorno do piloto	17.82 mm
$D_{kp2a}$	Diâmetro da espira da Mola 2 de retorno do piloto	2.18 mm
$n_{kp2}$	Número de espiras ativas da Mola 2 de retorno	5
$m_2$	Massa da bucha de regulação do piloto	36.6 g
$L_{p2}$	Comprimento Característico de amortecimento do piloto relativo a região da bucha de regulação	28.55 mm
$Y_{op2}$	Valor de pretensionamento da Mola de retorno do piloto – dimensionalmente fixo	13.74 mm
$Y_{p2max}$	Curso máximo da bucha de regulação do piloto	6 mm
$C_{Dr}$	Coeficiente de perda de carga do furo da haste na câmara do diafragma do piloto	0.98
$D_{ph}$	Diâmetro da haste do piloto da camara do diafragma	9.3 mm
$T_{ph}$	Comprimento do Lado do triângulo inscrito no $D_{ph}$	8 mm
$D_r$	Diâmetro do furo de tomada de pressão da camara do diafragma do piloto	3.7 mm
$D_{Dp}$	Diâmetro total do diafragma do piloto	50 mm
$D_B$	Diâmetro da bucha de regulação móvel do piloto	20 mm

$\beta_e$	Módulo de elasticidade equivalente relativa a 1.89 GPa Câmara do piloto	
$C_{Da}$	Coefficiente de perda de carga do furo equivalente na passagem da agulha do piloto	0.98
$D_a$	Diâmetro maior da agulha do piloto	8 mm
$D_{a0}$	Diâmetro menor na ponta da agulha do piloto	3.85 mm
$a$	Posição da agulha do piloto	Reg Perm
$\gamma$	Angulo do cone da agulha do piloto	15.63 °
$V_t$	Volume total da Câmara da VCA	377191 mm <sup>3</sup>
$V_{t_{dp}}$	Volume total da Câmara do piloto da VCA	20601 mm <sup>3</sup>
$\beta_{ep}$	Módulo de elasticidade equivalente relativa a 2.1436 GPa Câmara do piloto	
$\rho$	Densidade do fluido – água a 25 °C	997.1 kg/m <sup>3</sup>
$g$	Aceleração da Gravidade	9.81 m/s <sup>2</sup>

Tabela 3.1 – Dimensões principais de VCA e piloto

As constantes de elasticidade das molas foram calculadas por (3.2) para as três molas do sistema da VCA.

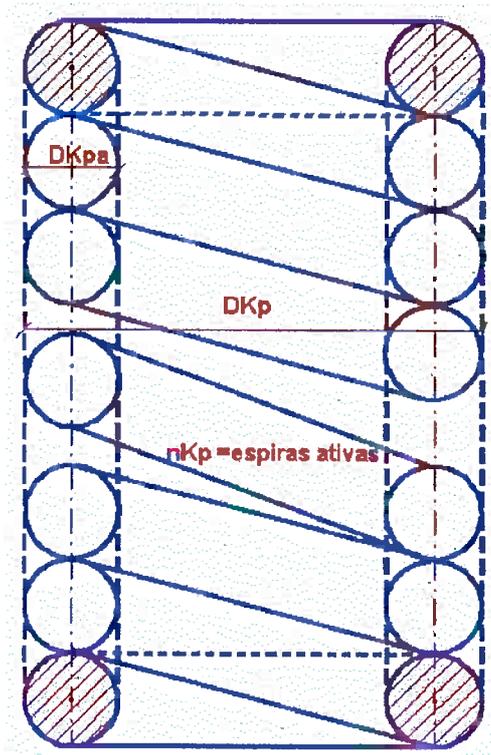


Figura 3.29 – Avaliação da Elasticidade da Mola por (3.2)

Mola principal da VCA :  $K = 24.15 \text{ N/mm}$

Mola Principal do piloto:  $K = 366.02 \text{ N/mm}$

Mola de Retorno do piloto:  $K = 7.88 \text{ N/mm}$

Estes valores são importantes para se comparar as frequências de trabalho dos sistemas móveis do conjunto VCA. A constante de mola do piloto é quase 15 vezes maior que a constante de mola da VCA.

#### **4.0) O Modelo Matemático**

A proposta apresentada nesta tese é o acoplamento da Válvula de controle como uma condição de contorno do equacionamento de redes para cálculo de transientes hidráulicos. O sistema da VCA composta de um piloto para regulação de pressão opera em frequências muito provavelmente diferentes da frequência de cálculo da rede hidráulica. Provavelmente pois, seria muito difícil que existisse coincidência entre as frequências de cálculo da rede e uma das frequências de operação das partes móveis tanto da válvula de controle quanto de seu sistema piloto. O instante de cálculo da rede é determinado pela menor divisão do comprimento do tubo, pela sua celeridade conforme mostrado na condição (4.0):

$$\Delta t = \frac{L_1}{a_1 N_1} = \frac{L_2}{a_2 N_2} \dots \dots \frac{L_n}{a_n N_n} \quad (4.0)$$

Tal condição de igualdade pode não ser alcançada pois implicará eventualmente em um número excessivo de divisões em certos tubos o que pode se tornar muito dispendioso e sem muito sentido prático. Neste caso pode-se fazer um pequeno ajuste nos valores de celeridade para que a igualdade de (4.0) seja satisfeita e a rede toda possa ser calculada em um mesmo instante. Sendo a rede toda calculada em um mesmo instante devemos adequar também o cálculo das condições de contorno de alguma forma a este instante uma vez que as equações de movimento, massa-mola, do sistema da ACV também tem dependência temporal.

#### 4.1) O sistema da Válvula de Controle Automático acoplado à rede

O sistema de controle da VCA basicamente é formada por dois sistemas móveis que atuam no sentido de controlar a pressão à jusante. A figura 4.1 mostra o sistema. A pressão de montante  $P_1$  atuando na tubulação da VCA e piloto está mostrada na cor azul. Esta pressão, após passar pela agulha, fica menor e preenche a cavidade da câmara do diafragma da VCA.

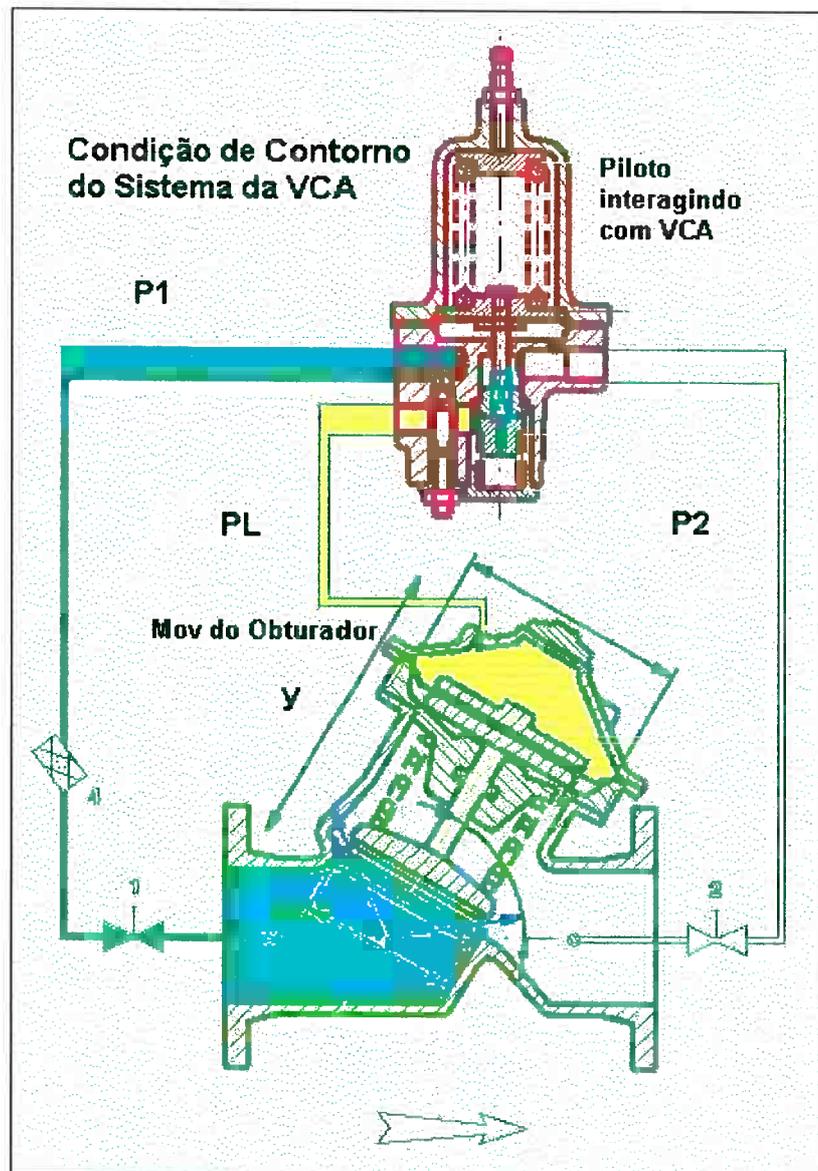


Figura 4.1 – Condição de contorno do Equacionamento de Redes

Denotamos esta pressão mostrada em amarelo como  $P_L$ . O dispositivo em azul no centro do piloto é o êmbolo de vedação que permanece constantemente pressionado contra a haste ligada ao diafragma do piloto. Uma mola de retorno garante de que ele deva, sob condições normais, ficar sempre encostado na haste.

A haste do diafragma do piloto estabelece a posição do êmbolo de vedação ou regulação e permite que o fluido escoe por dentro do piloto. Este fluido então com pressão  $P_L$  passa por esta redução, perde pressão, e se iguala a pressão  $P_2$  à jusante da VCA, uma vez que esta cavidade está conectada pela tubulação à pressão de jusante.

No equacionamento, a princípio, foi desconsiderado o transiente e a perda de carga que ocorre nos tubos de tomada de pressão da VCA. Estes tubos tem diâmetro constante e são relativamente muito pequenos. Portanto a pressão na entrada do tubo e a pressão na saída dos mesmos pode ser considerada igual. Entretanto se sabe, que o comprimento do tubo se aumentado influencia o amortecimento do escoamento na operação de regulação.

O objetivo maior é se estabelecer a relação do movimento do obturador da VCA e do êmbolo de vedação do piloto com o equacionamento da rede.

O sistema da válvula piloto na realidade é constituída por dois sistemas massa mola. O primeiro deles é constituído pela haste do diafragma e pela mola principal e o segundo pelo êmbolo de vedação e a mola de retorno. Entretanto apesar de serem sistemas independentes, o sistema do êmbolo de vedação fica normalmente encostado ao sistema da haste do diafragma, tendo um curso total de 6 mm. O curso total do sistema da haste do diafragma analisado tem 5 mm o que permite um desacoplamento de 1mm entre os dois sistemas.

Entretanto este desacoplamento pode ser raro uma vez que seria necessário uma pressão à jusante maior que a pressão  $P_L$  e um escoamento reverso. Assim sendo podemos considerar dois os sistemas de massa mola atuando no controle da VCA, e um terceiro que tem a função de apenas garantir o encosto do êmbolo na haste. Mas no equacionamento o acoplamento dos dois sistemas que atuam no piloto precisam ser verificados conforme mostraremos mais adiante.

#### **4.2) A condição de contorno da Válvula de Controle Automático:**

Podemos mostrar o esquema de regulação da VCA da figura 4.1 como sendo um sistema de controle hidráulico para que sejam identificados e modelados os subsistemas da VCA. Este esquema está mostrado na figura 4.2.

O valor das pressões  $P_1$  e  $P_2$  no instante  $t-\Delta t$  é sempre conhecido, pois este advém do cálculo das equações hidráulicas da conservação da quantidade de movimento e continuidade resolvidas pelo MOC.

O valor da pressão interna do sistema,  $P_L$ , bem como o valor da posição da VCA,  $y$ , posição do sistema da haste do piloto  $y_{p1}$ , e a posição do êmbolo da vedação  $y_{p2}$  são desconhecidos. Desconhecido também é o valor da pressão interna dentro do diafragma do piloto,  $p_{Lp}$ , apesar que esta pressão ser sim muito próxima do valor da pressão  $P_2$ .

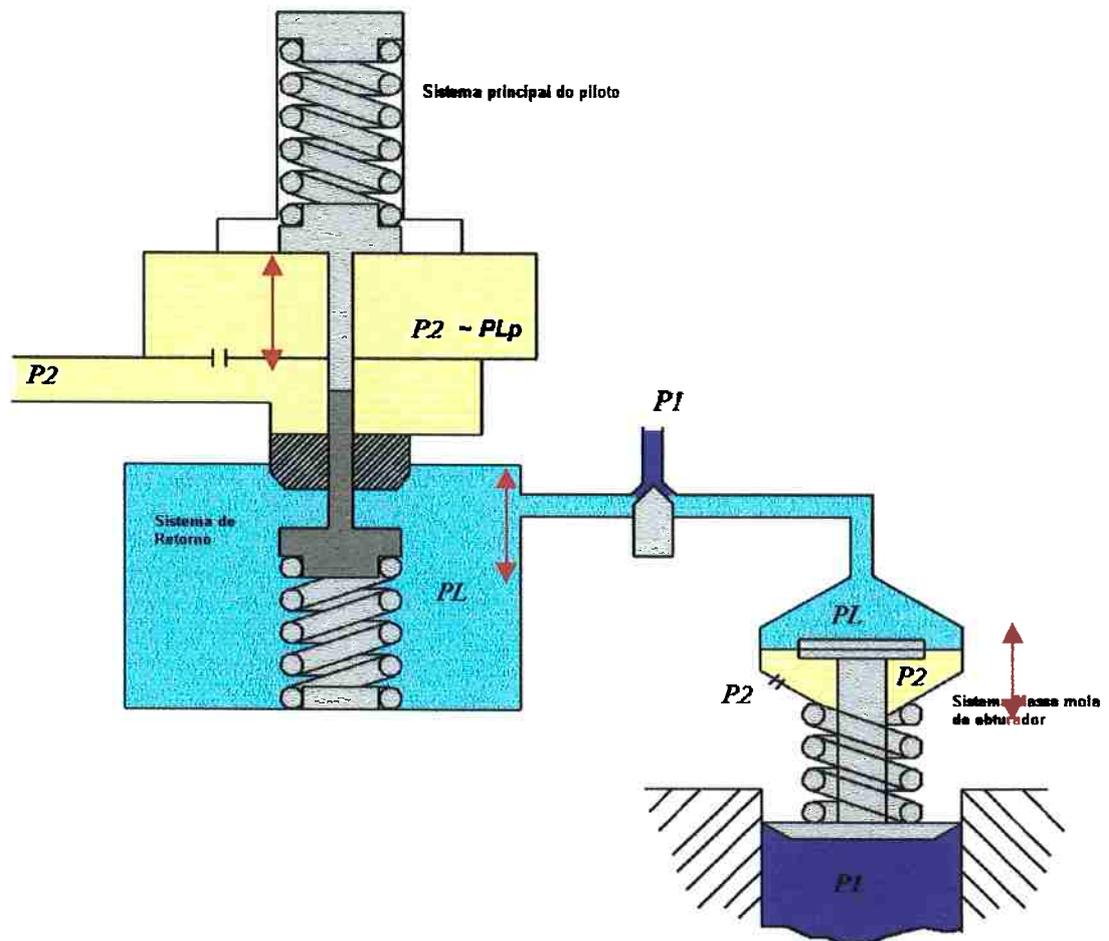


Figura 4.2 – Modelo do esquema hidráulico de controle

Se fossem conhecidos os valores de  $y_{p1}$ ,  $y_{p2}$ ,  $P_L$  e por conseguinte  $y$ , poderíamos calcular o valor da vazão que atravessa a VCA,  $Q_{PE}$ , e as pressões a montante e a jusante  $P_1$  e  $P_2$ . Isto seria logicamente possível com o devido uso de uma equação hidráulica que relacione a posição da VCA,  $y$ , com seu fator de perda de carga.

Entretanto, como vemos, existem uma série de variáveis desconhecidas no instante  $t$  que precisam ser determinadas para que se consiga calcular as pressões  $P_1$  e  $P_2$  e a vazão na válvula  $Q_{PE}$ .

O cálculo da condição de contorno completa do modo proposto nos próximos itens se aplica apenas a simulação do transiente hidráulico. O programa

proposto para simular redes hidráulicas com VCAs acopladas executa basicamente 3 etapas de simulação. Na primeira é buscado a convergência dos valores para regime permanente, na segunda é estabilizado o regime permanente durante um espaço de tempo proposto, e, na terceira, é simulado o transiente hidráulico propriamente dito. Este tipo de contexto é muito importante para se eliminar quaisquer instabilidades numéricas entre valores de regime permanente e valores calculados na etapa do transiente .

O equacionamento para as duas primeiras etapas é muito mais simples, pois o valor de controle a jusante é imposto no programa. Na segunda etapa, em que os valores de regime permanente são simplesmente estabilizados, passam a ser calculados, inversamente, as variáveis de estado internas ao sistema da VCA. Estas variáveis, de difícil determinação experimental, são representadas pelas posições das hastes internas da válvula piloto ,  $y_{p1}$  ,  $y_{p2}$ , e ainda pela pressão do diafragma  $P_L$ . Estas variáveis de estado, em regime permanente devem permanecer estacionárias, e nesta Segunda etapa, são determinadas de acordo com os valores de regulagem , como posição inicial da agulha e o pré ajuste da mola que são definidos pelo operador. Este é um passo importante para que no início do transiente todas as variáveis de estado de interesse tenham seu valor conhecido e coerente com a geometria e tipo da VCA.

Na terceira etapa de cálculo as equações passam a ser usadas na sua forma direta, e neste ponto a dinâmica propriamente dita, dos sistemas massa, mola, amortecedor passam a ser responsáveis pela resposta da VCA.

Quatro equações básicas definem a dinâmica do sistema mostrado nas duas figuras anteriores .

4.2.1) A equação diferencial de 2ª ordem do movimento do obturador – y:

A equação do movimento do obturador é uma equação diferencial de segunda ordem escrita com base na Segunda lei de Newton:

$$\ddot{y} + G_1 \dot{y} + G_2 y = G_3 - G_4 \cdot P_L - G_2 \cdot y_0^{t=0} + F_{al} \quad (4.1)$$

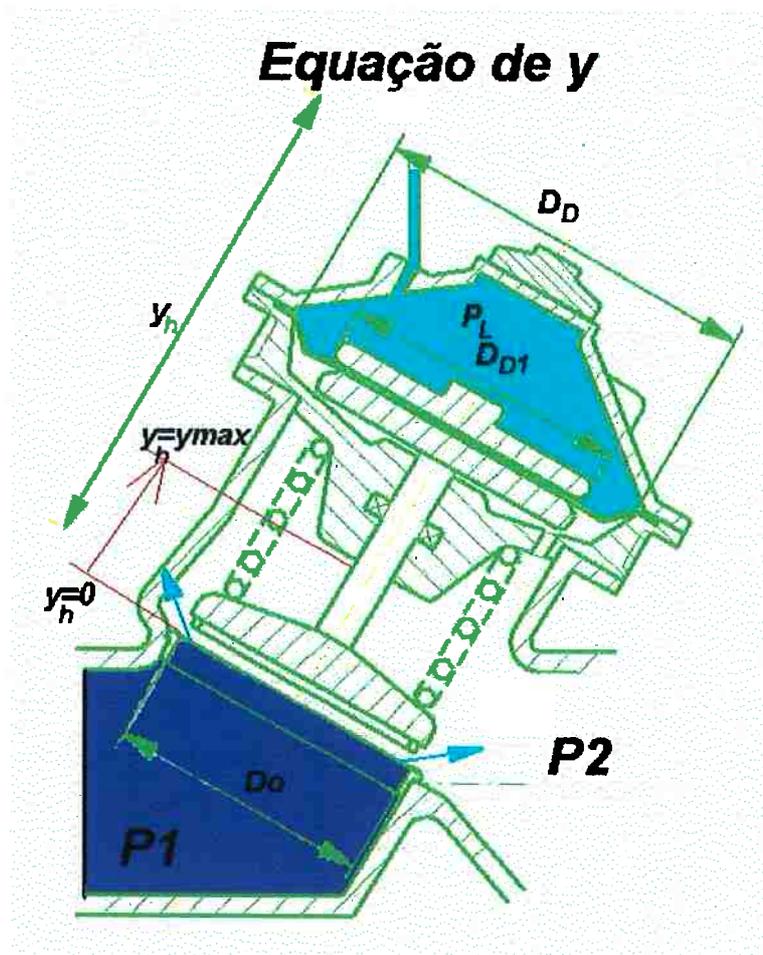


Figura 4.3 – Equação da dinâmica do Obturador

Onde as constantes  $G_1$  a  $G_4$  e  $F_{al}$  são

$$G_1 = \frac{L.C_{dv}.w_v.\sqrt{2\rho.|P_1^{(t-\Delta t)} - P_2^{(t-\Delta t)}|}}{M} \cdot \text{sgn}(P_1^{(t-\Delta t)} - P_2^{(t-\Delta t)}) \quad (4.2)$$

$$G_2 = \frac{K + 0.7024.C_{dv}w_v(P_1^{t-\Delta t} - P_2^{t-\Delta t})}{M} \quad (4.3)$$

$$G_3 = \frac{P_1^{t-\Delta t}.A_o - P_2^{t-\Delta t}.(A_o - A_H) - K.y_{0pre} - M.g.\text{sen } \alpha + P_2^{t-\Delta t}.(A_D - A_H)}{M} \quad (4.4)$$

$$G_4 = \frac{A_D}{M} \quad (4.5)$$

$$F_{al} = \frac{F_L}{M} \quad (4.6)$$

As unidades destes termos funcionais são:

$G_1$  : Amortecimento  $c - 1/s$

$G_2$  : Modelo de rigidez de mola –  $N/kg.m$

$G_3$  : Força dividida pela massa –  $N/kg$

$G_4$  : Força dividida pela massa –  $N/kg$

Fal: Força de Atrito seco dividido pela massa

Sendo as Constantes:

L : Comprimento característico de amortecimento - m

$w_v$ : Perímetro do Obturador  $\pi D_o$  - m

$D_o$ : Diâmetro do Obturador - m

$\rho$ : Densidade do fluido -  $kg/m^3$

M: massa da parte móvel da VCA - Obturador ,Diafragma e haste - kg

K: Módulo de rigidez da Mola -  $N/m$

$y_{\text{opre}}$  : Pré-tensionamento da mola da VCA - m

$y_0$  : Tensionamento da mola da VCA no instante 0 – m

g: Aceleração da gravidade -  $m/s^2$

$A_o$ : Área do Obturador  $\pi D_o^2/4$  -  $m^2$

$A_H$ : Área do haste  $\pi D_H^2/4$  -  $m^2$

$D_H$ : Diâmetro da haste – m

$A_D$ : Área do Diafragma  $\pi D_D^2/4$  -  $m^2$

$\alpha$ : Ângulo da Válvula

$V_T$ : Volume total da câmara do Diafragma –  $m^3$

$F_L$ : Força de Atrito Seco – N

As variáveis conhecidas de acordo com a abertura  $y$  :  $f(y)$  são

$C_{dvo}$ : Coeficiente de perda de carga da Válvula principal

Função interpolada –  $C_{dvo} = f(y) - 0$  a 1

$C_{dv}$  :  $C_{dvo} \times (y_{\text{max}}/y)$

$D_D$ : Diâmetro do diafragma  $f(y)$

As Variáveis conhecidas nos intervalos de tempo:

$P_1^{(t-\Delta t)}$ : Pressão à montante no instante anterior -  $(N/m^2)$

$P_2^{(t-\Delta t)}$ : Pressão à jusante no instante anterior -  $(N/m^2)$

$p_L^{(t)}$  : Pressão na câmara do diafragma da VCA -  $(N/m^2)$

A equação da dinâmica do obturador nos dá valores relativos a posição de equilíbrio. Ou seja no regime permanente esta equação possui  $y=0$  pois esta é uma condição de equilíbrio inicial. Assim os valores e constantes para

estabelecer a condição de equilíbrio desta equação são calculados durante o passo de cálculo do regime permanente.

A posição do obturador da válvula em realidade é a variável  $y_h$  que é representada por :

$$y_h = y' + y^{t=0} \quad (4.7)$$

Ou seja, a posição inicial  $y$ , em regime permanente ( $t=0$ ), somada à variação relativa dada pela equação da dinâmica do obturador no instante  $t$  determina a posição absoluta do obturador da VCA. Esta posição absoluta é a variável de entrada para função que determinará o valor da perda de carga imposta pela VCA para esta posição.

O termo  $G_1$  da equação (4.1) é uma constante que age sobre o termo de amortecimento. Basicamente leva-se em consideração o amortecimento do volume de fluido que esta condicionado no comprimento  $L$ . Essa função  $G_1$  é função também da variação de pressão entre os pontos de montante e jusante. Essa função advém da proposição apresentada por MERRIT<sup>(46)</sup> para uma força transiente devido a aceleração do fluido em uma região anelar. Esta força esta sintetizada na equação abaixo:

$$F = M.a = \rho L \dot{Q} \quad (4.8)$$

O termo  $dQ/dt$  pode ser obtido derivando-se a equação da vazão:

$$Q = C_d \cdot A_0 \sqrt{\frac{2 \cdot (P_1 - P_2)}{\rho}} \quad (4.9)$$

Assim obtém-se a força transiente, que possui um termo proporcional a velocidade do obturador e outro proporcional a posição propriamente dita. Mas

aqui o termo da velocidade é mais significativo e o segundo termo pode ser desprezado. Este termo de velocidade é o termo  $T_1$ .

$$F_3 = L.C_{dv}.w_v.\sqrt{2.\rho.(P_1 - P_2)}. \dot{y} + \frac{L.C_{dv}w_v y}{\sqrt{(2/\rho).(P_1 - P_2)}} \frac{d(P_1 - P_2)}{dt} \quad (4.10)$$

No obturador como ainda a Folga radial é zero não existe o termo relativo a força de atrito viscoso que é proporcional também a velocidade de  $y$ .

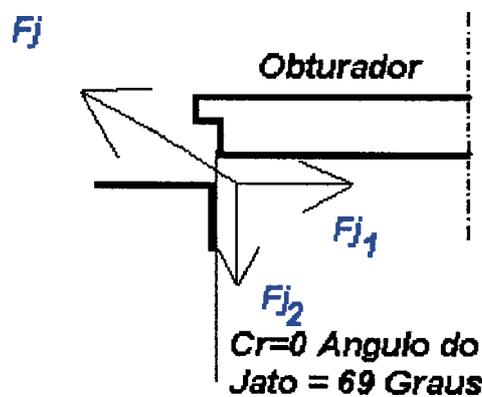


Figura 4.4 – Detalhe dos parâmetros no escoamento no Obturador

O termo  $G_2$  é um termo proporcional ao deslocamento do obturador e congrega a constante de elasticidade da mola e um termo menor diretamente proporcional a posição do mesmo. Este termo advém da análise da força do jato que atravessa a passagem entre o obturador e ao anel de selamento e encosto. A força do jato é dada por duas parcelas uma radial e a outra axial denotadas por  $F_{j1}$  e  $F_{j2}$ . A componente radial, por simetria se anula mas a componente axial na realidade acaba atuando no sentido de colaborar para o fechamento do obturador no caso de escoamento normal (não reverso) da diferença de pressão ser positiva.

$$F_j = \frac{\dot{m}Q^2}{AV^2} = F_{j_1} \hat{a} + F_{j_2} \hat{r} \quad (4.11)$$

$$F_{j_1} \hat{a} = F_j \cdot \cos(\theta) = 2 \cdot C_{dv} \cdot C_v \cdot w_v \cdot (P_1 - P_2) \cdot \sqrt{y^2 + Cr} \cdot \cos(\theta) \quad (4.12)$$

Onde  $C_v = 0.98$  e  $Cr=0$  e  $\theta = 69^\circ$  logo

$$F_{j_1} \hat{a} = 0.7024 \cdot C_{dv} \cdot w_v \cdot (P_1 - P_2) \cdot y \quad (4.13)$$

As forças oriundas da pressão no obturador atuando sobre a área  $A_o$  estão incluídas em  $G_3$ . A pressão de montante  $P_1$  atuando no sentido de abrir a passagem, e a pressão  $P_2$  atuando sobre a área  $A_o$  deduzida da área da haste. A figura 4.3 mostra a área de atuação destas pressões.

A função  $G_3$  agrega ainda mais 3 termos. A mola do obturador mesmo na posição totalmente fechada encontra-se pré tensionada, e esta força também precisa ser considerada. Este termo é constante para o modelo considerado. O peso próprio do conjunto dinâmico no sentido do movimento também está incluído nesta função.

Por último existe a pressão  $P_2$  que atua na parte inferior do diafragma da ACV. Um orifício permite a passagem do fluido que atua na área do diafragma toda deduzida da área da haste. O sentido desta força é o mesmo sentido da força oriunda da pressão de  $P_1$  sobre o obturador, ou seja, atuando no sentido de abri-lo.

A figura 4.5 mostra agora a pressão  $P_L$  atuando sobre a área superior do diafragma. Esta força está mostrada no termo que inclui  $G_4$ . O valor de  $P_L$  é desconhecido no instante de cálculo  $t$  e precisa ser calculado por meio de outra equação.

A área de atuação de  $P_L$  é a área  $A_D$  que na formulação permanece constante durante todo o curso da VCA. Isso foi admitido porque a força resultante dessa pressão está considerada na direção do movimento da VCA. Assim a impressão de aumento de área local não corresponde a um aumento de força resultante total porque apenas a componente axial está atuante.

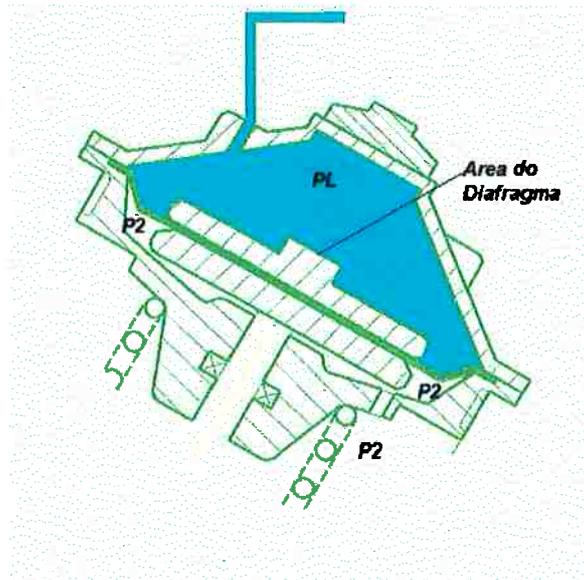


Figura 4.5– Pressão  $P_L$  atuando sobre o diafragma do obturador

A equação (4.1) possui ainda uma componente que está representada pela multiplicação da função  $G_2$  por  $y_0$ , ou seja, o  $y$  inicial no instante  $t=0$ . A posição inicial é determinada de acordo com as condições de operação do regime permanente que é estabelecido. Basicamente, com base na pressão de controle de jusante  $P_2$  imposta se estabelece qual a posição  $y$  necessária para que  $P_2$  seja obtida. Este valor é o  $y_0$  no instante inicial.

Este valor também é diferente do  $y_{0pre}$  uma vez que este último é um fator meramente geométrico provocado pelas condições de assentamento da mola do obturador na VCA. Ainda, como existe escoamento passando pelo obturador, há a presença da componente axial da força do jato. Esta

componente também esta presente durante o regime permanente se a válvula estiver aberta.

O último termo é o termo de atrito seco que é constante e também é muito difícil de ser determinado matematicamente. Sua presença na equação (4.1) se deve devido a provável necessidade de se ajustar esta equação com os resultados do ensaio experimental.

Para a resolução da equação (4.1) então, devermos conhecer o valor da pressão  $P_L$  no instante  $t$  e também o valor da constante  $C_{dv}$  de perda de carga. O valor de  $P_L$  passa a ser a incógnita principal da equação uma vez que são usadas as pressões  $P_1$  e  $P_2$  do instante anterior de cálculo,  $t-\Delta t$ , e pelo fato de se poder escrever o fator de perda de carga,  $C_{dv}$ , como uma função de interpolação polinomial. Se  $P_L$  for conhecida, a equação (4.1) pode ser reduzida a uma equação diferencial ordinária passível de ser resolvida por um método numérico.

Logo note que  $y^t = f(P_L^t, C_{dv}, P_1^{t-\Delta t}, P_2^{t-\Delta t})$  ou ainda em nova instância, apenas função de  $P_L$  uma vez que as demais variáveis podem pertencer a um instante anterior  $y^t = f(P_L^t)$ .

Uma equação auxiliar para calcular o valor de  $P_L$  no tempo está mostrada no próximo item.

#### 4.2.2) A equação da continuidade pela câmara do diafragma da VCA

Esta equação advém da análise da continuidade pelo volume de controle que engloba a câmara do diafragma da VCA e as cavidades do piloto da VCA. A vazão, que entra pela agulha do sistema piloto invade a câmara do diafragma e sai pela vedação do êmbolo, deve satisfazer a igualdade da equação de BERNOULLI nos volumes de controle considerados.

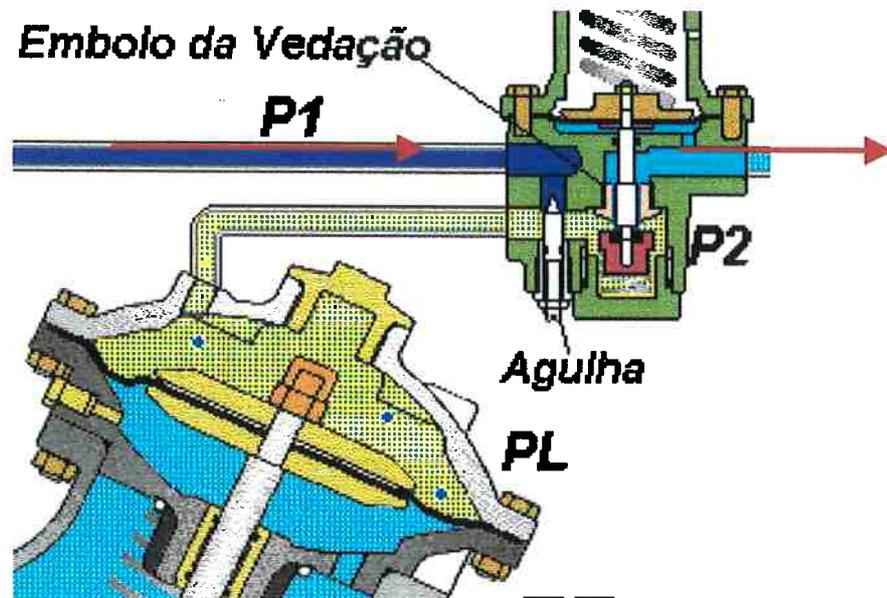


Figura 4.6 – Continuidade nos volumes de controle do Diafragma da VCA

O fluido passa por duas reduções. Uma é constante, pois está determinada pela posição do parafuso da agulha, e a outra é variável, sendo dependente da pressão  $P_L$ , da pressão  $P_2$  a jusante e do pré-tensionamento da mola superior que é ajustada pelo operador. A equação que expressa a continuidade pelos volumes de controle é a (4.14):

$$q_5 = K_1 \sqrt{|P_1^{(t-\Delta t)} - P_L^{(t)}|} - K_2 \cdot y_p^{(t-\Delta t)} \cdot \sqrt{|P_L^{(t)} - P_2^{(t-\Delta t)}|} + q_3 \quad (4.14)$$

e as subfunções associadas são:

$$K_1 = C_{Da} \cdot w_a \cdot h_a \sqrt{2/\rho} \cdot \text{sgn}(P_1^{(t-\Delta t)} - P_L^{(t-\Delta t)}) \quad (4.15)$$

$$K_2 = C_{Dp} \cdot w_p \cdot \sqrt{2/\rho} \cdot \text{sgn}(P_L^{(t-\Delta t)} - P_2^{(t-\Delta t)}) \quad (4.16)$$

$$q_3 = A_{Dx} \cdot \dot{y}^{(t-\Delta t)} \quad (4.17)$$

onde  $q_3$  é a vazão de deslocamento da haste do obturador

$$V_2 = V_T - A_{Dx} \cdot y_h^{(t-\Delta t)} \quad (4.18)$$

onde  $V_2$  é o volume preenchido por  $P_L$  no instante  $t-\Delta t$ .

$$q_5 = \dot{P}_L \left( \frac{V_2}{\beta_e} \right) \quad (4.19)$$

e  $q_5$  a parcela da vazão provocada sob certas condições em virtude da elasticidade do diafragma ou da expansão da câmara.

Sendo que a equação (4.14) pode ainda ser escrita como :

$$K_1 \sqrt{|P_1^{(t-\Delta t)} - P_L^{(t)}|} - K_2 \cdot y_p^{(t-\Delta t)} \cdot \sqrt{|P_L^{(t)} - P_2^{(t-\Delta t)}|} + q_3 - q_5 = 0 \quad (4.20)$$

As Constantes definidas por :

$\beta_e$ : Módulo de Elasticidade Volumétrica equivalente  $f(y) - N/m^2$

$C_{Da}$ : Coeficiente de perda de carga da agulha do piloto

$D_a$ : Diâmetro equivalente de passagem da agulha do piloto – m

$D_{a0}$ : Diâmetro equivalente do bico da agulha do piloto – m

$A_n$ : Área anelar do diafragma sob influência deste material –m<sup>2</sup>

$A_{Dx}$ : Área equivalente local do diafragma que é função de  $y$  –m<sup>2</sup>

$w_a$ : Perímetro equivalente de passagem da agulha do piloto =  $(D_a + D_{a0})/2 - m$

$a$ : Abertura do piloto – m

$h_a$ : Distancia de passagem da agulha do piloto – m

$$h_a = a \cdot \cos(\gamma)$$

$\gamma$ : Ângulo do do piloto

$y_{\max}$ : Máximo curso de  $y$  – m

$y_{p1\max}$ : Máximo curso de  $y_{p1}$  – m

$y_{p2\max}$ : Máximo curso de  $y_{p2}$  – m

$y_h$ : Curso hidráulico ou absoluto de  $y$  – m

As variáveis conhecidas nos intervalos de tempo:

$V_0^{(t-\Delta t)}$ : Volume da Câmara no instante anterior -  $m^3$

$$V_0^{(t-\Delta t)} = V_2 \tag{4.21}$$

As condições de contorno para a equação (4.20) restringem-se a:

$$p/ y_p=0 \quad P_L=P_1$$

$dy_{p1}/dt > 0$  Fluido entra e  $P_2 > P_1$

$dy_{p1}/dt < 0$  Fluido sai e  $P_2 < P_1$

Note que para esta equação vale então dizer que  $P_L$  é função de uma série de variáveis conhecidas no instante de tempo anterior, ou seja, que é válido

$$P_L^t = f(y^{t-\Delta t}, P_1^{t-\Delta t}, P_2^{t-\Delta t}, y_p^{t-\Delta t}, y^{t-\Delta t})$$

Entretanto a solução desta equação em virtude da presença de uma série de não linearidades não é muito simples. Usamos uma série de aproximações para resolver esta equação numericamente e constatamos que uma complexa função inteligente precisa ser montada para forçar uma solução única em virtude da própria limitação dos métodos numéricos escolhidos.

Esta equação tem como referência a figura 4.2 em que o volume em azul descreve o volume de controle modelado.

Chamando de:

$q_L$  : Vazão que vai para a câmara do diafragma da ACV

$q_1$ : Vazão que entra pela agulha

$q_2$ : Vazão que retorna pelo piloto

Chega-se a equação (4.20) na sua forma mais básica que é :

$$q_L = q_1 - q_2 \quad (4.22)$$

ou seja , a vazão que entra no diafragma é igual a diferença entre a vazão que passa pela agulha e a vazão que sai pelo êmbolo da vedação do piloto.

A vazão  $q_1$ , que entra pela agulha, passa por uma volume que é função da posição da agulha e da própria geometria de seu cone. A figura 4.7 mostra o detalhe da vazão  $q_1$  passando pelo cone hidráulico formado pela agulha e seu alojamento. Por essa figura é fácil verificar que o escoamento que passa pela agulha pode variar do formato de um cone anelar quando esta está alojada perto ou dentro do diâmetro de entrada, ou pode ser simplesmente um orifício de passagem para um cotovelo na situação em que a agulha se encontra bem longe do orifício de entrada. Para a vazão  $q_1$  vale a expressão (4.23) que pode ser facilmente reconhecida na equação base (4.20) e (4.15) do termo  $K_1$ .

$$q_1 = C_{Da} \cdot w_a \cdot h_a \sqrt{2 \cdot (P_1^{(t-\Delta t)} - p_L^{(t-\Delta t)}) / \rho} \quad (4.23)$$

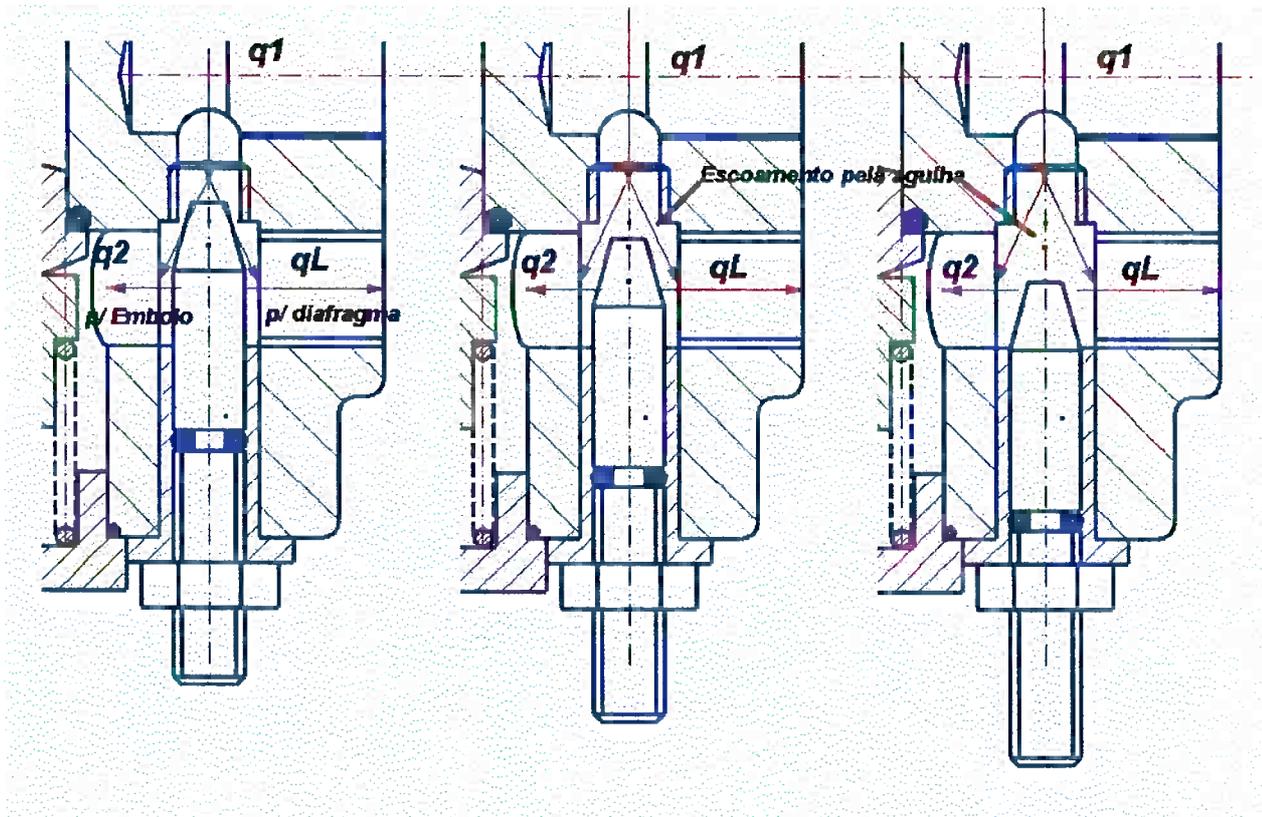


Figura 4.7 – Vazão  $q_1$  passando pelo agulha

Note que a pressão de entrada é  $P_1$  e a pressão após a passagem pela válvula é considerada igual a pressão que atua sobre o diafragma, e tem valor  $P_L$ .

A distância  $h_a$  é o menor valor de passagem de fluido local entre a agulha e seu alojamento. Para o modelo deste escoamento considere a figura 4.8 em que  $h_a$  está definido como função da geometria e dos parâmetros  $b$  e  $a$ .

O valor de  $b$  está definido em função de  $a$  e  $\alpha$ , conforme a equação (4.24) e o valor de  $h_a$  é obtido por (4.25).

$$b = a / \tan(\alpha) \quad (4.24)$$

$$h_a = b \cdot \sin(\alpha) \quad (4.25)$$

A área de passagem de fluido então passa a ser o comprimento  $w_a$  multiplicado pela distância mínima  $h_a$  que dá a região anelar entre agulha e alojamento.

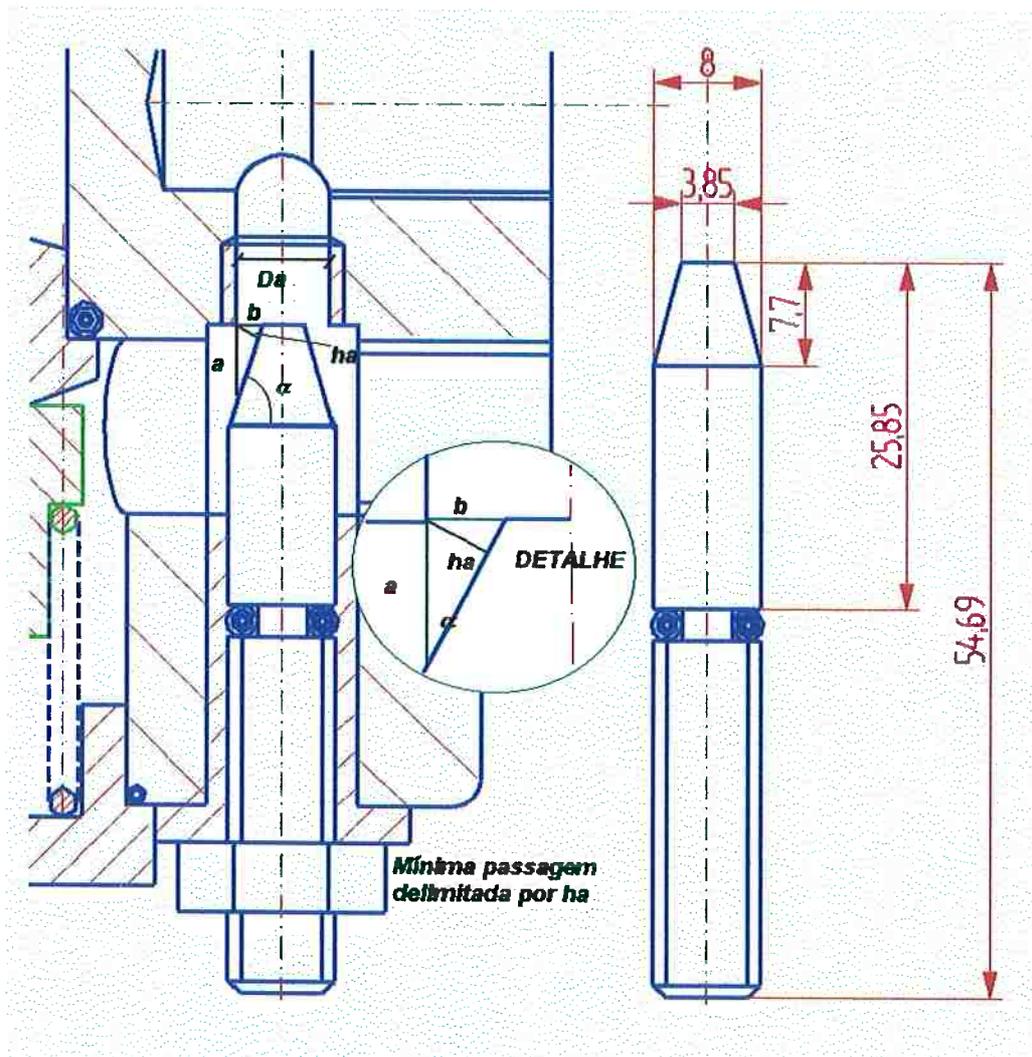


Figura 4.8 – Escoamento pela região da agulha

As dimensões da agulha correspondem às dimensões de um piloto controlador de pressão que foi utilizado nos ensaios realizados e é enfoque deste dimensionamento. Notamos que a agulha e sua geometria podem influenciar significativamente o comportamento da VCA.

A vazão  $q_2$  que passa pelo êmbolo de vedação atravessa a região anelar formada pela passagem entre a bucha guia e a base do êmbolo, onde se encontra a vedação do mesmo. A equação (4.26) sintetiza a vazão  $q_2$ . Note que a diferença de pressão ocorre aqui entre  $P_L$  e  $P_2$

$$q_2 = C_{Dp} \cdot w_p \cdot y_p \sqrt{2 \cdot (P_L^{(t-\Delta t)} - P_2^{(t-\Delta t)}) / \rho} \quad (4.26)$$

A equação (4.26) pode ser reconhecida em (4.20) e os termos constantes em (4.16). A vazão  $q_2$  é função da posição do embolo do piloto  $y_p$ . Na solução de (4.20) usamos o valor conhecido de  $y_p$  do instante imediatamente anterior  $t-\Delta t$ .

O escoamento pelo êmbolo do piloto é função do posicionamento da haste do mesmo. O êmbolo do piloto fica encostado à haste que se movimenta em função da pressão  $P_2$  e do pré ajuste no parafuso da mola principal do mesmo. O fluido passa pela passagem entre a vedação do êmbolo e a bucha sede. O êmbolo da vedação possui uma seção triangular. Pelo espaço entre a área circular do furo da bucha sede e esta seção ocorre o escoamento. Para aberturas pequenas de  $y_p$  a redução principal é a área anelar perto da vedação, que é função do próprio  $y_p$ . Se abertura de  $y_p$  for muito grande a área de escoamento fica sendo a diferença do triângulo do êmbolo e a área do furo da bucha. Durante os testes observou-se que mesmo não havendo, teoricamente, mudança da área do escoamento quando o valor de  $y_p$  era grande existe um efeito tridimensional que acaba por ainda variar a perda de carga pela seção do piloto. Isto significa que na prática a perda de carga, em função da abertura varia do ponto fechado ao ponto de abertura máxima que corresponde a  $y_p=5$  mm para o caso do piloto da BERMAD BARBARÁ do tipo controlador ou redutor de pressão.

A figura 4.9 ilustra a passagem de fluido entre pelo piloto na região do êmbolo.

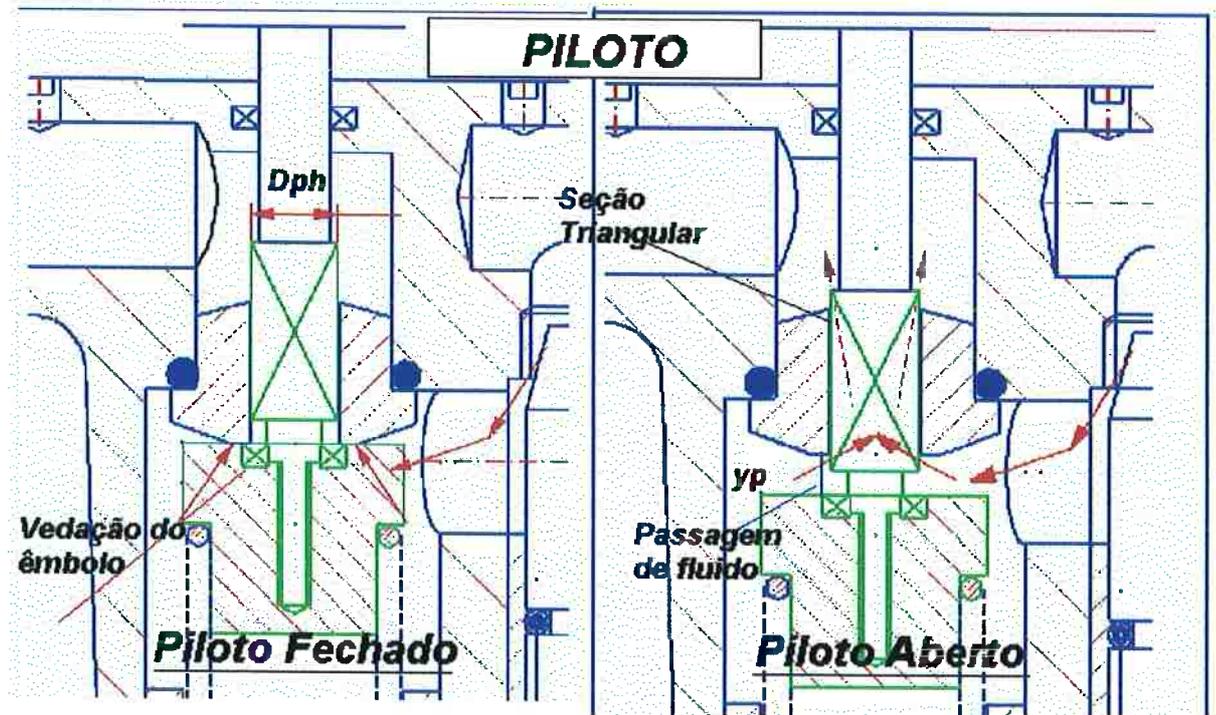


Figura 4.9 – escoamento pelo piloto

Para o piloto ensaiado o diâmetro da Bucha  $D_{ph}$  tem 9.3 mm e a seção triangular  $T_{ph}$  8mm de lado. Por essa diferença de área ocorre todo o escoamento. O fator de perda de carga  $C_{Dp} \cdot w_p \cdot y_p$  é na realidade o controlador da resposta da válvula .

A vazão  $q_L$  engloba a parcela de fluido que penetra na câmara do diafragma. Esta vazão é representada pelo volume por unidade de tempo devido ao deslocamento puro do diafragma em função da movimentação  $y$  do obturador da VCA e ainda pelo fator de expansão volumétrica da câmara do diafragma.

O fator mais representativo da vazão  $q_L$  é a parcela  $q_3$  de (4.17) , que é a área equivalente do diafragma multiplicada pela velocidade de descolamento do obturador. Esta área equivalente pode ser função da posição em que o diafragma se encontra devido a sua característica geométrica. Por isso esta área equivalente precisa ser avaliada mais precisamente.

Assim, o cálculo correto desta parcela de vazão  $q_3$  requer um estudo geométrico detalhado da câmara do diafragma da VCA pois a sua geometria definirá exatamente como se comportará a variação volumétrica. Por causa disso, modelou-se o volume da câmara do diafragma sob efeito da pressão  $P_L$  para diversos cursos da haste do obturador. A figura 4.10 mostra a geometria básica da câmara para a válvula ensaiada bem como as posições do diafragma quando a VCA se encontra totalmente aberta e totalmente fechada. O volume calculado como um sólido pela interface CAD, apresentado nesta figura, corresponde ao volume mínimo na câmara quando a VCA está totalmente aberta. O curso total da VCA pela disposição geométrica do diafragma é 26.79 mm. O volume mínimo corresponde a  $32240 \text{ mm}^3$ .

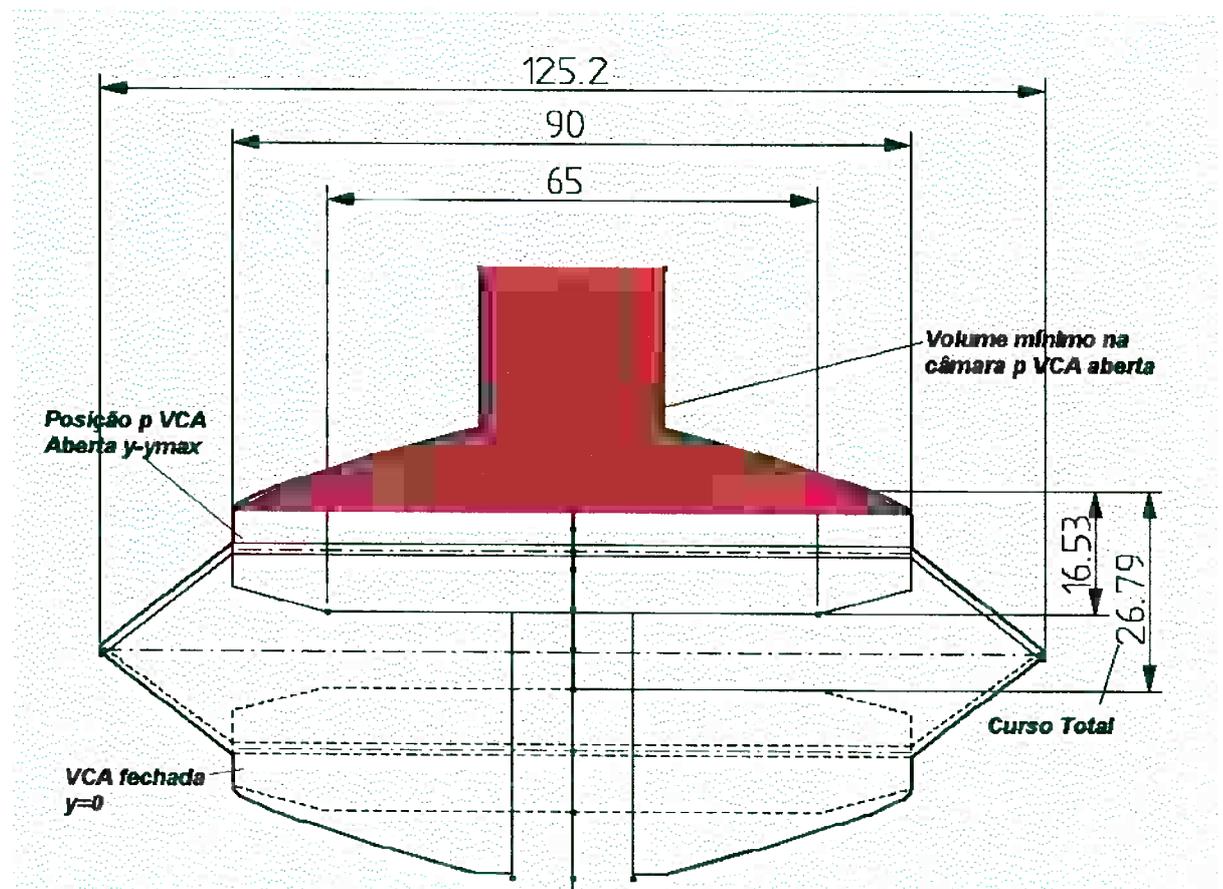


Figura 4.10 - Geometria detalhada e Estudo de volume da Câmara

Para 6 posições do diafragma ao longo do curso da VCA foi calculado o volume preenchido pela pressão  $P_L$ . Este cálculo está representado na figura 4.11 em que foram obtidos os volumes geométricos exatos destas 6 posições. Com base nestes valores é possível se traçar uma curva do volume acumulado ao longo do curso da VCA e se concluir como se comporta a variação volumétrica ao longo do curso em função da geometria da câmara da VCA.

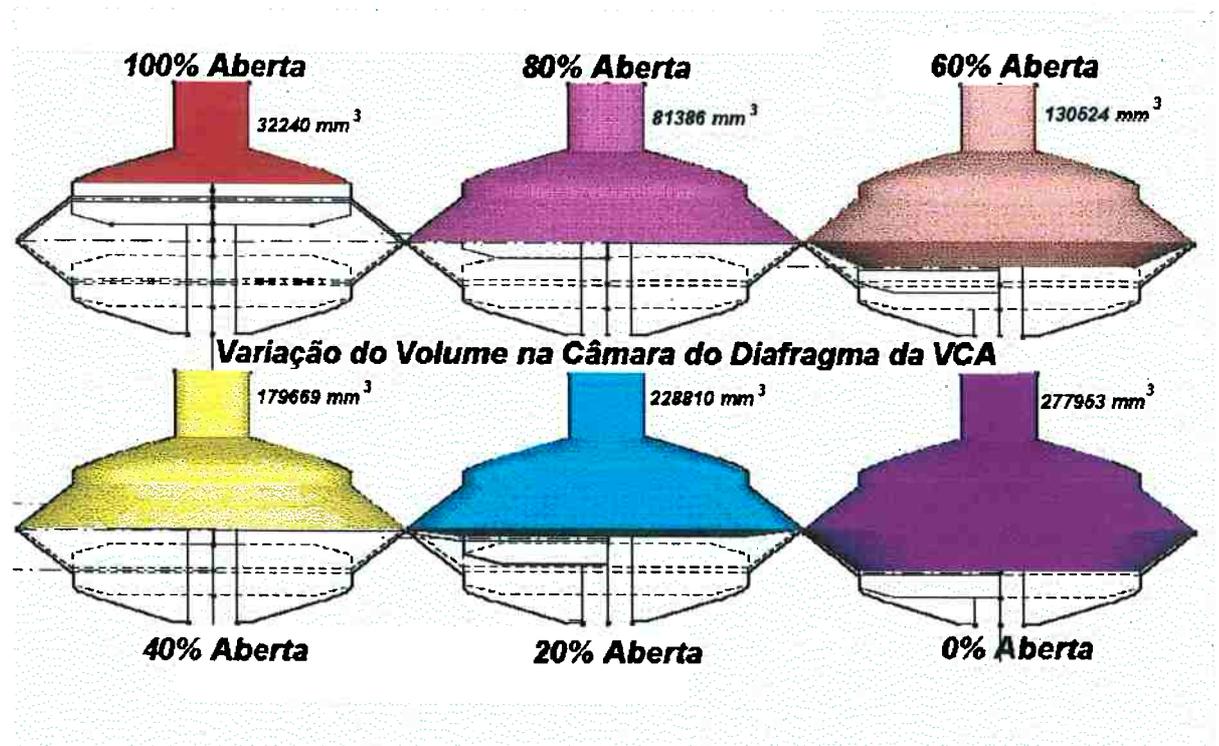


Figura 4.11 - Estudo de volume da Câmara para 6 posições

A curva que representa o volume acumulado ao longo da posição do diafragma está mostrada na figura 4.13. Este volume acumulado, explicitado é ilustrado nesta figura. É linear para uma variação linear do curso da VCA. Esta curva permite-nos concluir que a geometria do volume da câmara do diafragma proporciona uma variação volumétrica constante durante a movimentação da VCA. E que existe um diâmetro equivalente para o diafragma que pode então

ser usado no cálculo da área  $A_D$ . Ou seja, na prática a câmara do diafragma para uma VCA de 3 polegadas se comporta como um cilindro de 108 mm de diâmetro. Os valores da pesquisa estão mostrados na tabela da figura 4.12. abaixo.

Curso mm	Volume mm3	Volume total mm3	V relativo mm3	Varição da área mm2	D equivalente mm
0	277952.7	0	49142	9171.70586	108.0650893
5.358	228810.7	229734	49142	9171.70586	108.0650893
10.716	179668.7	180592	49145	9172.265771	108.0683878
16.074	130523.7	131447	49137.9	9170.940649	108.0605812
21.432	81385.8	82309.1	49145.5	9172.359089	108.0689376
26.79	32240.3	33163.6	33163.6		

Figura 4.12 - Tabela para cálculo do diâmetro equivalente

### Variação volumétrica na Câmara

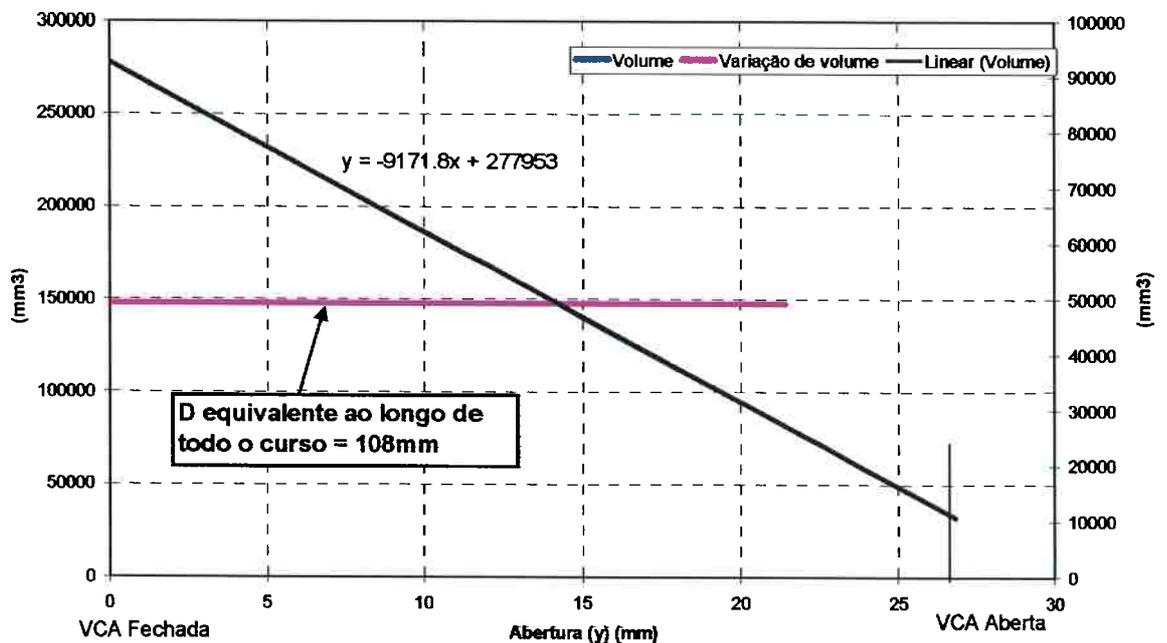


Figura 4.13 - Curva Constante da variação volumétrica

Na equação (4.18) então o termo  $V_T$  é representado pelo valor do volume quando a VCA está fechada sendo igual  $277953 \text{ mm}^3$ . Esta equação, então, sempre dá o valor do volume superior da câmara em função da posição do diafragma.

A área anelar entre as flanges e a selagem da Câmara é representada pelo diafragma de neoprene. Este material já é mais elástico e permite que a câmara proporcione uma "acomodação" volumétrica do fluido em virtude da qual se faz necessário a presença do termo  $q_5$  de (4.19). Assim a vazão total que penetra pela câmara é a combinação da parcela de deslocamento do diafragma em função da posição do obturador e a parcela de dilatação do diafragma quando o obturador se encontra estacionado.

Na prática porém, para a válvula de 3 polegadas modelada, a área anelar do diafragma é menor do que a área central rígida. O neoprene do diafragma também não é tão maleável uma vez que se trata de uma tela de aço revestida de neoprene. Estes fatos fazem com que se verifique que a parcela  $D_1$  é muito mais significativa que a parcela  $q_5$ , mas esta não pode ser desprezada pois mesmo para esta válvula existe um descolamento relativo.

A presença de uma interface muito rígida formada pelas flanges do diafragma com uma muito menos rígida sob cargas basicamente dinâmicas também faz com que exista um desgaste físico muito grande no diafragma.

O termo  $q_5$  é função também da posição relativa do diafragma dentro da câmara do mesmo.

Quando a VCA está aberta ou fechada, a borracha de neoprene do diafragma está em contato com as laterais da tampa do mesmo. Neste caso a elasticidade do mesmo é desconsiderada pois é a própria câmara do diafragma

que pode se expandir. Nas posições intermediárias, ditas de modulação, é o neoprene do diafragma que pode se expandir se o obturador da VCA estiver parado. Isso significa que o próprio coeficiente de expansão volumétrica da equação (4.19) deve ser considerado como função da posição do diafragma sendo maior na posição de fim de curso e menor nas posições intermediárias, em virtude da elasticidade do neoprene do diafragma. A figura 4.14 explicita as três condições de posicionamento investigadas.



Figura 4.14 - Posições do diafragma dentro da Câmara da VCA.

Na condição 1 existe o encosto no diafragma com a câmara inferior. As condições 2 e 3 são no mínimo similares pois o diafragma não tem nenhuma restrição no sentido contrário a aplicação da pressão  $P_L$ . Verifica-se que devemos calcular corretamente o valor do coeficiente de expansão  $\beta_e$ , presente no termo  $q_5$ , em função da posição da válvula. E isso se torna difícil. Assim, utilizamos uma aproximação numérica para se determinar o comportamento elástico do neoprene do diafragma em função da condição de operação. Uma simulação em Elementos finitos foi feita para três condições de operação:

1. VCA em movimento descendente para se avaliar a deformação relativa durante o fechamento , caso seja significativa.
2. VCA parada em virtude das forças atuantes no obturador
3. VCA em final de curso fechada

Observou-se que durante o movimento descendente da VCA o diafragma de neoprene se comporta de maneira bem linear como pode ser indicado na figura 4.15.

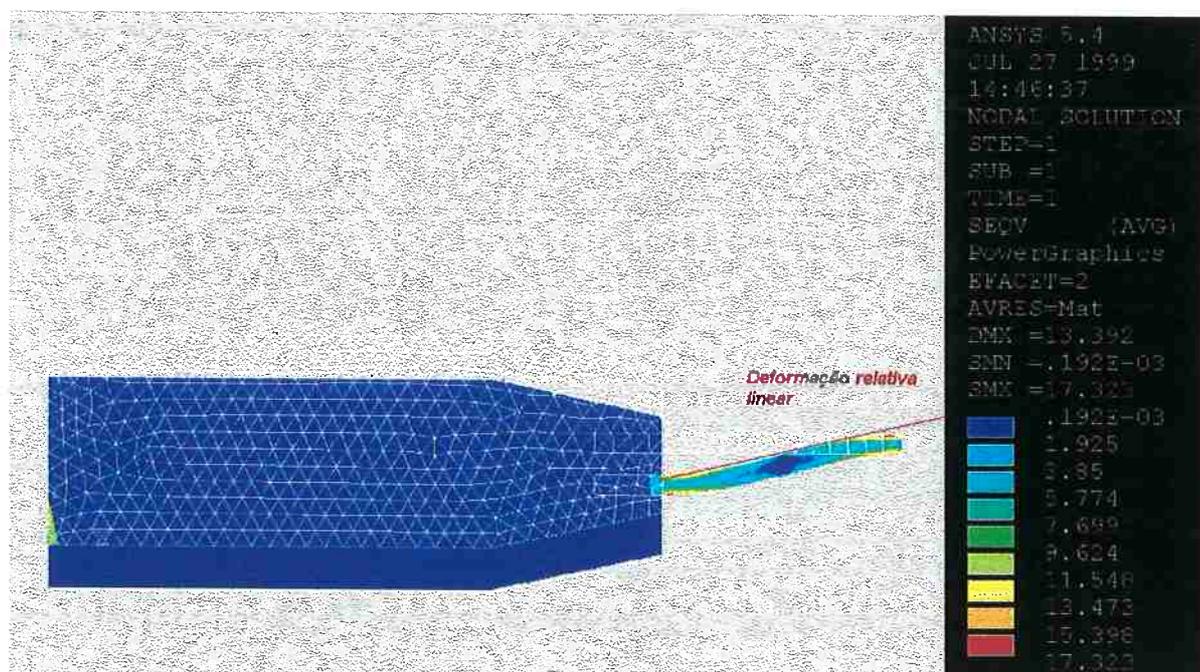


Figura 4.15 - Condição de movimento descendente do Obturador.

Esta deformação em sua grande parte é totalmente linear e já está considerada no estudo volumétrico efetuado. A deformação relativa, fora da linearidade é muito pequena para este caso.

Quando a VCA estiver parada em equilíbrio de forças no sistema móvel e a pressão  $P_L$  aumentar instantaneamente sem provocar a movimentação do diafragma existirá uma deformação relativa maior. Em 4.16 temos a

demonstração desta situação em que existe uma diferença de pressão de 10 m.c.a.

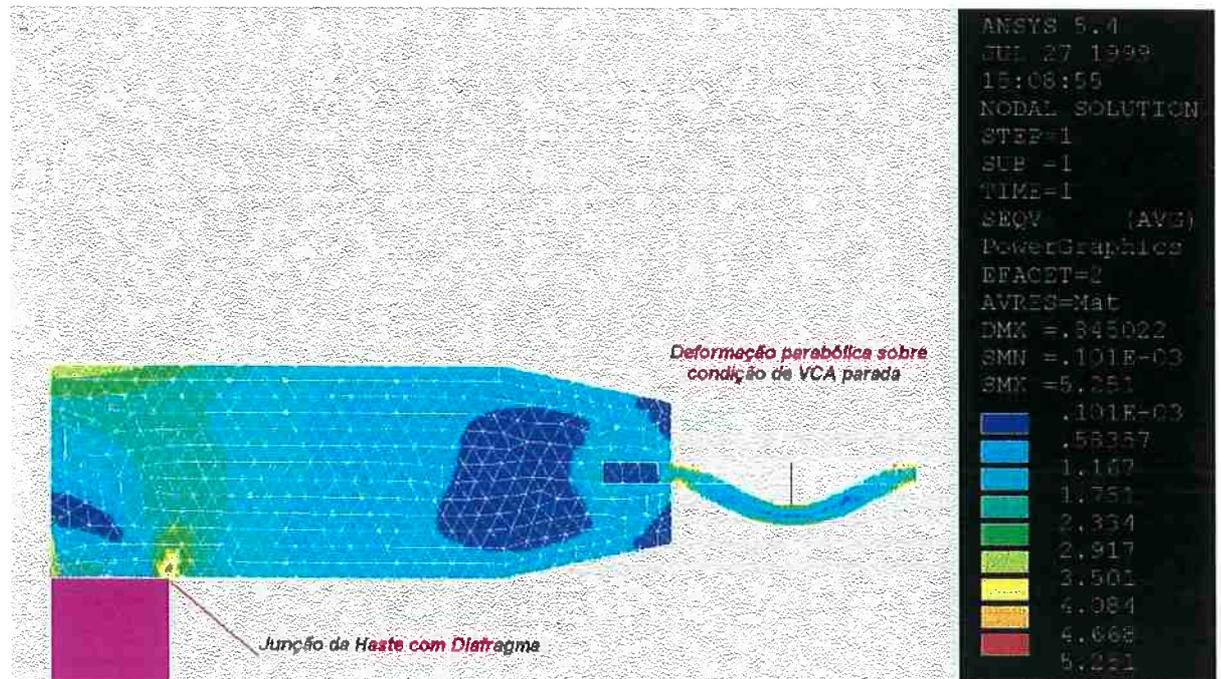


Figura 4.16 - Condição de VCA parada- Deformação parabólica.

O deslocamento e as tensões são diretamente proporcionais a diferença de pressão que atua na câmara.

Para esta condição de operação obteve-se uma relação de 2 ordem e 4 ordem conforme gráfico de 4.17 em que o deslocamento da região flexível fica sob função da posição radial relativa . Este gráfico foi obtido para diferença de pressão simulada no modelo até 10 m.c.a . E conclui-se que o valor do deslocamento é diretamente proporcional a pressão. Assim, se sabendo o valor da função de deformação fica fácil se determinar a área de deformação e por conseguinte o volume preenchido pelo fluido quando esta situação ocorrer. A figura 4.18 apresenta a análise de deformação na região do diafragma para pressões  $P_L$  de 10 a 100 m.c.a. Nesta, estão também mostrados os valores máximos de deformação para o diafragma em função da variação de pressão.

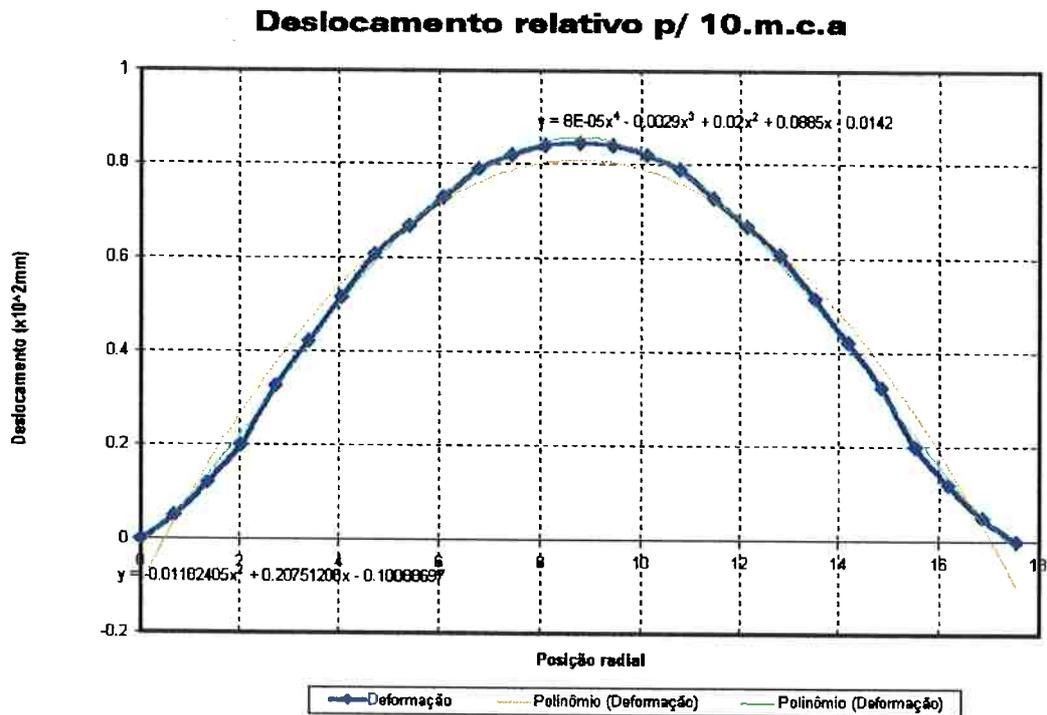


Figura 4.17 - Deformação parabólica como função da posição radial

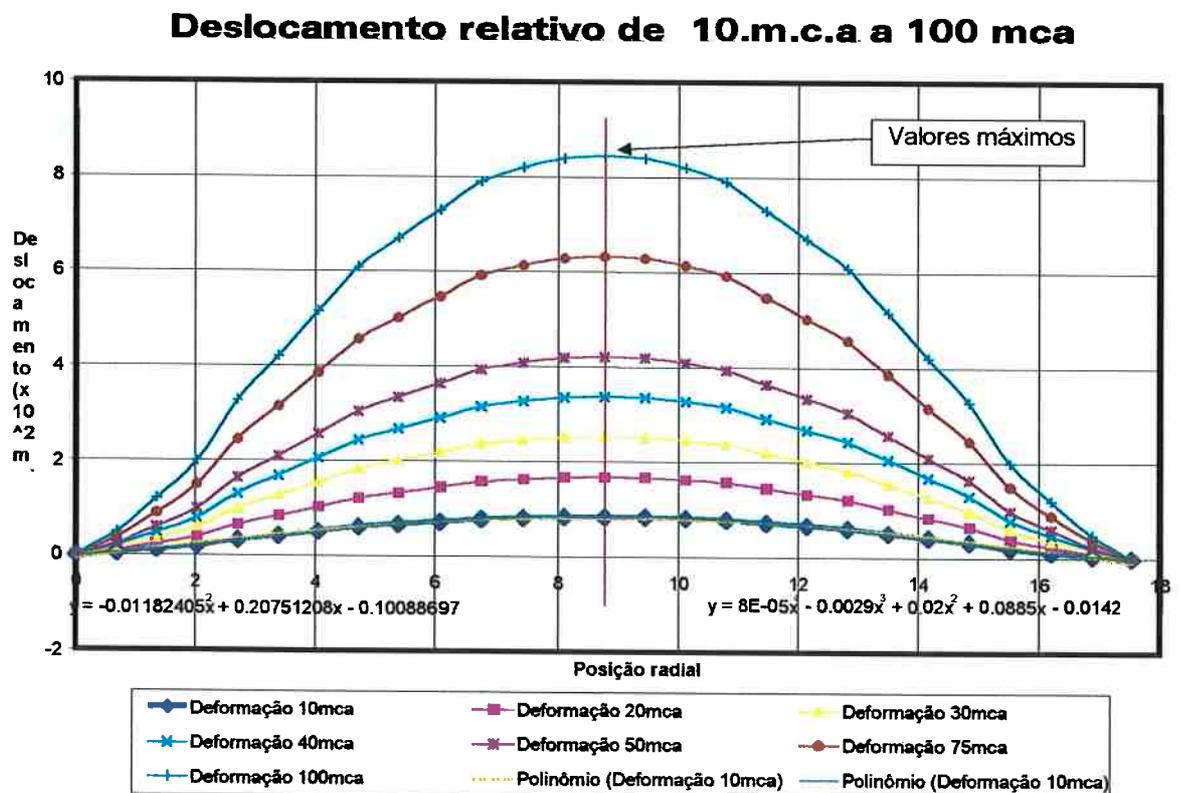


Figura 4.18 - Análise da Deformação parabólica no diafragma para diferentes diferenças de pressão.

Esta figura também permite que se avalie a área total deformada nesta condição de operação.

Analisando-se a área deformada, obtém-se multiplicando-a pelo comprimento circular equivalente o volume total de fluido presente no diafragma quando o mesmo estiver sob esta condição de operação. A tabela da figura 4.19 mostra os valores obtidos.

Pressão m.c.a	Deslocamento máx mm	Área de Deformação (mm <sup>2</sup> )	Volume de Deformação (mm <sup>3</sup> )
10	0.845	8.81	2978.08835
20	1.69	17.63	5959.55705
30	2.535	26.44	8937.6454
40	3.38	35.25	11915.73375
50	4.225	44.08	14900.5828
75	6.338	66.09	22340.73315
100	8.45	88.13	29791.02455

Figura 4.19 - Tabela de análise da deformação no diafragma

A tabela acima mostra variações lineares para todos os dados analisados. Pode-se assim avaliar o coeficiente  $\beta_e$  através do cálculo do coeficiente característico da curva da deformação volumétrica em função da variação de pressão. A figura 4.20 apresenta esta variação e indica o coeficiente angular da reta. Assim sendo, a equação (4.19) permanece válida para todas as situações tendo-se o cuidado de se averiguar corretamente o valor de seus componentes. A equação (4.27) sintetiza a forma de cálculo da componente  $q_5$  da vazão  $q_L$  do seguinte modo

$$q_5 = \frac{dV}{dt} = \alpha_v \cdot \frac{dP_L}{dt} = \frac{V_2}{\beta_e} \dot{P}_L \quad (4.27)$$

### Varição do volume da região anelar do diafragma em função da variação de pressão

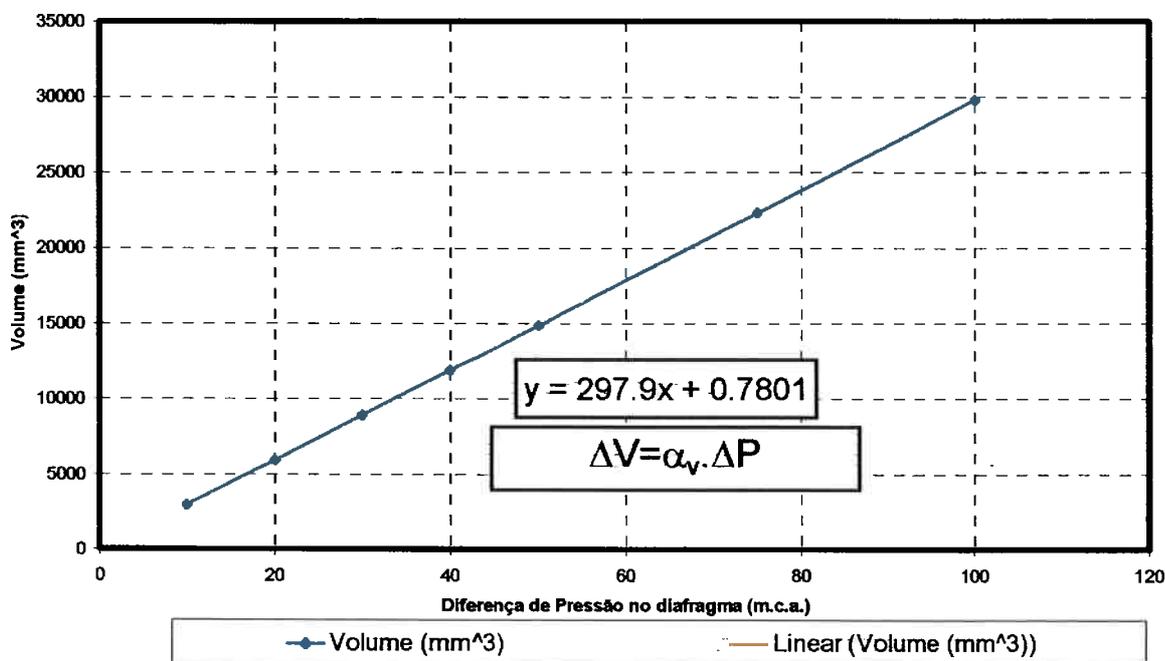


Figura 4.20 - Análise do comportamento da variação volumétrica em função da diferença de pressão

e

$$\beta_e = \frac{V_2}{\alpha_v} \quad (4.28)$$

Assim a equação (4.20) pode se resolvida diretamente bastando-se alterar o valor do coeficiente conforme a posição relativa do obturador da VCAe por conseguinte o diafragma da mesma. Ainda se a solução pela aplicação de algum dos métodos propostos no item 4.2.5 não for integralmente possível, devido a problemas de convergência, pode-se usar ainda a variação média sem se incorrer a erros de maior grandeza. Esta forma aproximadora está definida em (4.29)

$$q_5 = \frac{dV}{dt} = \frac{\Delta V}{\Delta t} = \alpha_v \frac{(\Delta P^t - \Delta P^{t-\Delta t})}{\Delta t} \quad (4.29)$$

O módulo de elasticidade equivalente  $\beta_e$  definido no item 3.5 tem valor alto e é relativo a condição 3 do estudo. Condição em que o diafragma se encosta na tampa inferior da VCA e a resistência elástica acaba por ser conferida pela própria tampa de ferro fundido ou aço. Este caso também foi simulado numericamente e está mostrado na figura 4.21. Aqui as deformações são muito baixas da ordem de 0.01 mm relativas ao neoprene sob uma diferença de pressão de 100 m.c.a . O valor da componente  $D_5$  calculado com o módulo de elasticidade dado no item 3.5 também fica muito baixo mas é compatível com o apresentado em 4.21.

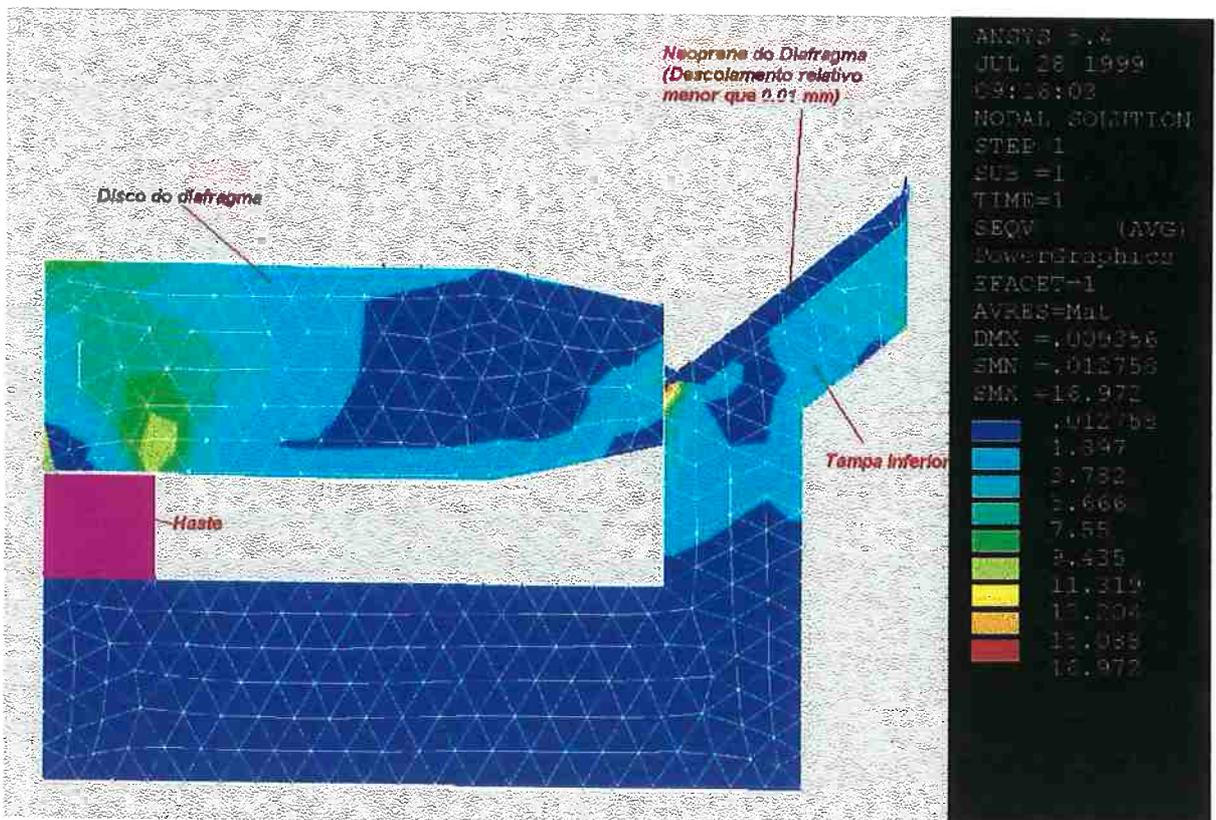


Figura 4.21 - Situação em que o diafragma está encostado à tampa inferior

Logo controlando-se e verificando-se a condição de operação no programa de aplicação, podemos ajustar (4.20) e simulá-la no sentido de se calcular efetivamente o valor de  $P_L$  dentro da Câmara do diafragma.

#### 4.2.3) A equação diferencial de 2ª ordem do movimento da haste do Piloto

A equação (4.20) é também função da posição  $y_p$  da haste do piloto. Mesmo que usando valores de instantes imediatamente anterior ( $t-\Delta t$ ) devemos obter uma equação que nos possibilite calcular o valor de  $y_p$ .

A equação do movimento da haste do piloto também é uma equação diferencial de segunda ordem escrita com base na Segunda lei de Newton. O sistema, entretanto, possui basicamente duas partes móveis que devem permanecer em contato, mas que, eventualmente, sob condições reversas podem apresentar pequena folga. Por causa dessa possibilidade equacionou-se os dois sistemas em separado mesmo que na simulação numérica estejamos apenas avaliando a condição de separação momentânea se esta ocorrer.

Lembramos que sempre a equação roda sobre um ponto de equilíbrio o qual é determinado durante o regime permanente.

A figura 4.22 é referência para a elucidação sobre o movimento do sistema 1 composto pela mola superior, câmara do diafragma do piloto e haste do mesmo. O sentido do movimento é contrário à ação da mola. Um ponto de contato existe entre o sistema superior 1 e o inferior 2.

Para este sistema vale a equação (4.30)

$$\ddot{y}_{p1} + W_{11} \dot{y}_{p1} + W_{21} y_{p1} = W_{31} \quad (4.30)$$

onde as subfunções são:

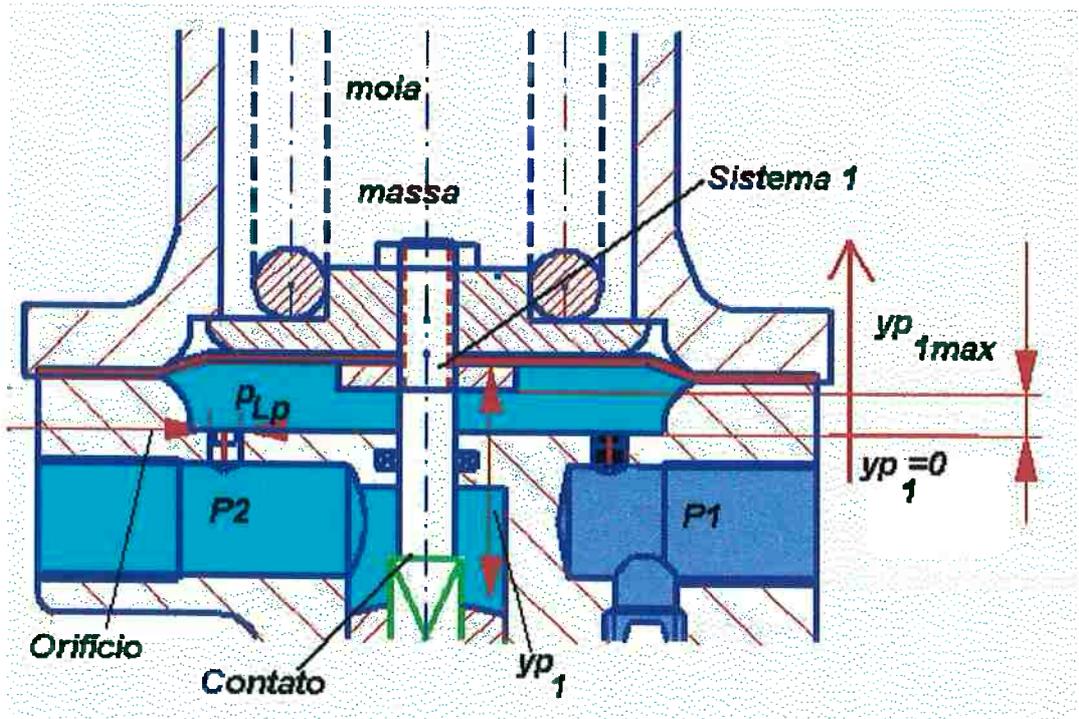


Figura 4.22 - Sistema 1 de movimentação da haste do piloto.

$$W_{11} = \frac{L_{p1} \cdot C_{Df} \cdot A_f \cdot \sqrt{2\rho \cdot |P_2^{(t-\Delta t)} - p_{Lp}^{(t)}|}}{m_1} \cdot \text{sgn}(P_2^{(t-\Delta t)} - p_{Lp}^{(t)}) \quad (4.31)$$

$$W_{21} = \frac{K_{p1}}{m_1} \quad (4.32)$$

$$W_{31} = \frac{P_2^{(t-\Delta t)} \cdot A_{Dp} - K_{p1} \cdot y_{0p1} + F_{c2}}{m_1} \quad (4.33)$$

ou ainda

$$W_{31} = \frac{p_{Lp}^{(t)} \cdot A_{Dp} - K_{p1} \cdot y_{0p1} + F_{c2}}{m_1} \quad (4.34)$$

onde as unidades das subfunções são:

$W_{11}$  : Amortecimento  $c - 1/s$

$W_{21}$  : Módulo de rigidez de mola – N/kg.m

$W_{31}$  : Força dividida pela massa – N/kg

E as Constantes definidas por :

$L_{p1}$  : Comprimento característico de amortecimento do diafragma do Piloto- m

$L_{p1}$  : Comprimento característico de amortecimento da passagem do piloto- m

$C_{Df}$ : Coeficiente de perda de carga do furo do diafragma do piloto  
= 0.98 normalmente

$w_p$ : Perímetro de passagem da haste do piloto - m =  $\pi \cdot D_{ph}$

$D_{ph}$ : Diâmetro da haste do piloto da câmara do diafragma - m

$T_{ph}$ : Lado do triângulo inscrito em  $D_{ph}$  - m

$D_f$ : Diâmetro do furo da câmara do diafragma - m

$D_{Dp}$ : Diâmetro do diafragma do piloto – m

$D_B$ : Diâmetro da Bucha móvel do piloto – m

$A_{Dp}$ : Área do diafragma do piloto  $\pi D_{Dp}^2 / 4 - m^2$

$A_f$ : Área do furo da câmara do diafragma  $\pi D_f^2 / 4 - m^2$

$A_B$ : Área da Bucha móvel do piloto  $\pi D_B^2 / 4 - m^2$

$A_{ph}$ : Área do alojamento da haste=haste  $\pi D_{ph}^2 / 4 - m^2$

$A_T$ : Área do Triângulo da Bucha  $T_{ph} \cdot h / 2 - m^2$

$y_{p2L}$ :  $y_{p2}$  Limite de perda  $y_{p2L} = (A_{ph} - A_T) / (p \cdot D_{ph}) - m$

$m_1$ : massa da parte móvel do Diafragma do piloto - kg

$m_2$ : massa da parte móvel do Piloto bucha e haste - kg

$K_{p1}$ : Módulo de rigidez da Mola - N/m

$K_{p2}$ : Módulo de rigidez da Mola inferior - N/m

$y_{op1}$  : Pré tensionamento da mola  $K_{p1}$  do Piloto - m =  $y_{p1}^{t=0}$

$y_{op2}$  : Pré tensionamento da mola  $K_{p2}$  do Piloto - m

e as variáveis conhecidas de acordo com a abertura  $y$  :  $f(y_{p2})$  são :

$C_{Dp}$ : Coeficiente de perda de carga da passagem do piloto –  $f(y_{p2})$

$C_{Dp} = 0.98$  para  $y_{p2} < y_{p2L}$

$C_{Dp} = y_{p2L}/y_{p2}$  para  $y_{p2} > y_{p2L}$

As variáveis conhecidas nos intervalos de tempo anterior  $t-\Delta t$ :

$P_1^{(t-\Delta t)}$ : Pressão à montante no instante anterior - (N/m<sup>2</sup>)

$P_2^{(t-\Delta t)}$ : Pressão à jusante no instante anterior - (N/m<sup>2</sup>)

$p_{Lp}^{(t)}$  : Pressão na câmara do diafragma da VCA - (N/m<sup>2</sup>)

$F_{c2}$ : Força de contato estática da Bucha na haste de  $y_{p1}$  – N

$F_{c1}$ : Força de contato estática do Diafragma do piloto na haste da Bucha  $y_{p2}$  – N

Sendo estas últimas definidas por:

$$F_{c2} = p_L^{(t)} \cdot A_B + K_{p2} \cdot (y_{0p2} + y_{p2}^{t=0} + y_{p2}^{(t)}) \quad (4.34)$$

Esse sistema 1 é na realidade o mandante do deslocamento  $y_p$ , mas precisamos considerar a independência do sistema 2 para averiguarmos a possibilidade eventual de perda de acoplamento.

O sistema 1 é quase que exclusivamente dependente da valor da pressão dentro da câmara do diafragma do piloto ( $p_{Lp}$ ) no instante  $t$  e ainda do valor da pressão a jusante  $P_2$ . Note que, basicamente, temos a ação de uma pressão sob o diafragma estabilizada pela força da mola, e que o sistema , em virtude

do elevado valor do módulo de rigidez da mola , opera em uma faixa de frequência mais alta do que o sistema massa mola do obturador. Sob condições estáticas a pressão  $p_{Lp}$  é muito próxima da pressão à jusante  $P_2$ , entretanto, existirá a necessidade de mais uma equação para a melhor determinação dessa pressão dentro da câmara do diafragma.

O sistema 2 é formado pela massa da bucha móvel, pela mola de retorno e fica em contato com a haste do sistema 1. O esquema de funcionamento está mostrado na figura 4.23. Note que o sentido da variável  $y_{p2}$  é contrário ao sentido de  $y_{p1}$ . Este sistema, por sua vez, também opera em uma frequência diferente da frequência do sistema 1 descrito, e, também diferente do sistema massa mola do obturador . A frequência do sistema é facilmente obtida pela

$$\omega_n = \sqrt{K_p / m} .$$

As equações do sistema 2 são similares as obtidas para o sistema 1 tendo sido as variáveis principais e constantes já elucidadas acima. A equação (4.35) do sistema 2 é função da pressão  $P_L$  de dentro do diafragma e também do coeficiente de perda de carga na região do êmbolo da vedação  $C_{Dp}$  . Sob condições normais, a equação se estabiliza somente pela restrição imposta  $y_{p1}$  pela sistema 1 que impede o sistema 2 de se deslocar, uma vez que o sistema 1 é muito mais rígido. Isso significa que na realidade o sistema 2 permanece sob constante desequilíbrio e que a restrição de movimento acaba sendo simplesmente imposta por um sistema muito mais rígido que , este sim, que permanece em equilíbrio. Entretanto na falta de contato, no caso de fluxo reverso, o sistema 2 poderia entrar em equilíbrio e esta possibilidade é averiguada através das equações do mesmo. Esta possibilidade torna-se real se as equações (4.35) a (4.38) fornecerem um valor absoluto  $y_{p2}$  compatível

com o espaço físico de 6 mm e não existir interferência com o valor absoluto de  $y_{p1}$ .

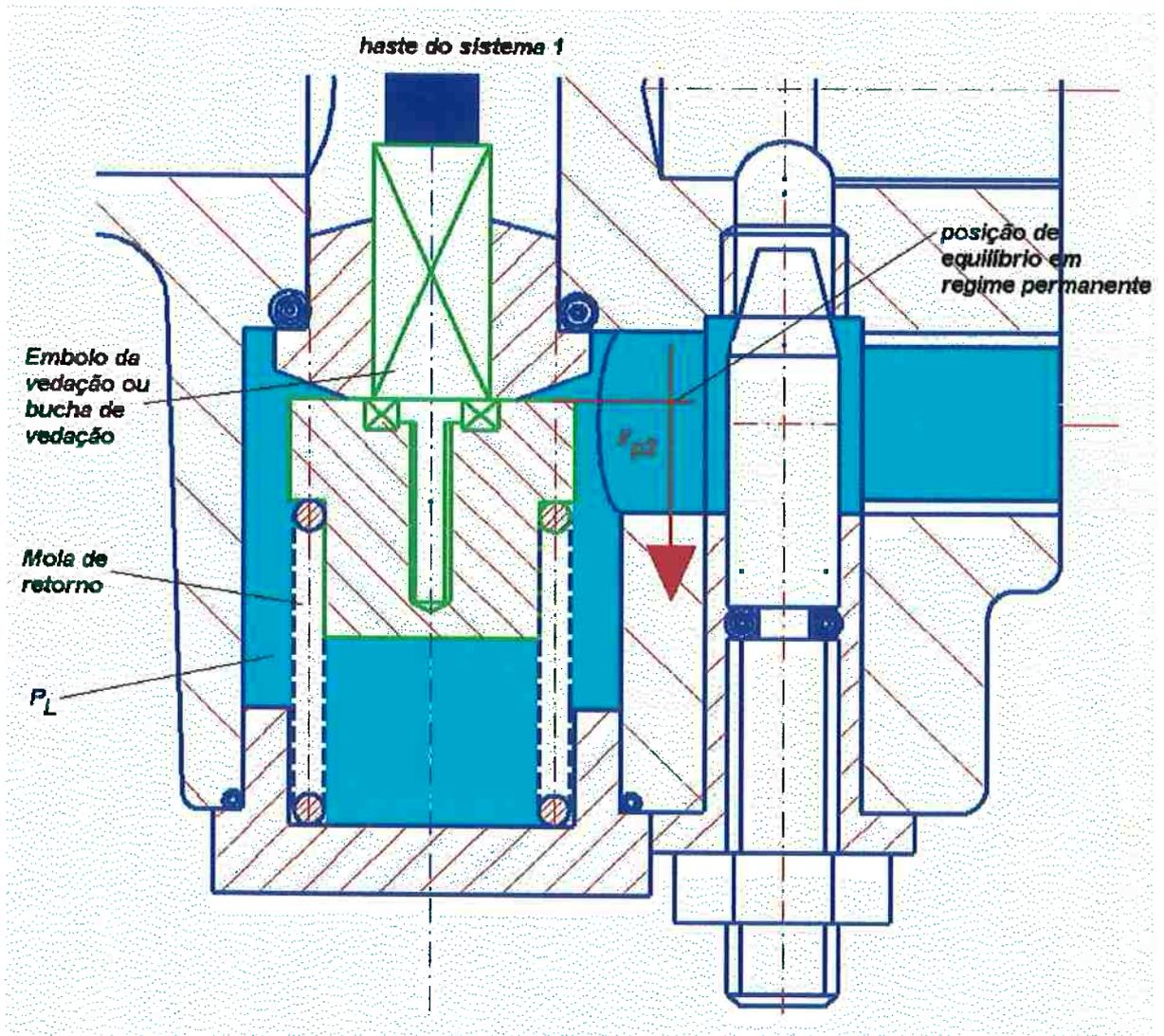


Figura 4.23 - Sistema 2 de movimentação do êmbolo da vedação

$$\ddot{y}_{p2} + W_{12} \dot{y}_{p2} + W_{22} y_{p2} = W_{32} \quad (4.35)$$

onde

$$W_{12} = \frac{L_{p2} \cdot C_{Dp} \cdot w_p \cdot \sqrt{2\rho \cdot |p_L^{(t)} - P_2^{(t-\Delta t)}|}}{m_2} \cdot \text{sgn}(p_L^{(t)} - P_2^{(t-\Delta t)}) \quad (4.36)$$

$$W_{22} = \frac{K_{p2} - 0.7024 \cdot C_{Dp} \cdot w_p \cdot (P_L^{(t)} - P_2^{(t-\Delta t)})}{m_2} \quad (4.37)$$

$$W_{32} = \frac{-P_L^{(t)} \cdot A_B - K_{p2} \cdot y_{0p2}}{m_2} \quad (4.38)$$

Tanto as equações do sistema 1 como do sistema 2 são escritas em função da posição de equilíbrio obtida em regime permanente. Assim  $y_{op1}$  ou  $y_{op2}$  representarão apenas as forças de pré tensionamento das molas dadas pela posição do parafuso tensionador e pela própria geometria do alojamento respectivamente. A passagem de fluido pelo êmbolo da vedação é determinada pelas variáveis hidráulicas  $y_{ph}$ .

Mas entre os dois sistemas existe uma diferença. No sistema 1 o usuário ajusta o pré tensionamento da mola pelo parafuso para uma determinada condição de regime permanente e com isso estabelece também a posição inicial do curso  $y_{p1}$ . Se o pré tensionamento conferido for maior do que a pressão  $p_p$  sob o diafragma do piloto, existirá um deslocamento relativo no mesmo. Para tanto o valor do deslocamento de pré tensionamento  $y_{op1}$  irá impor um deslocamento  $y_{p1}(0)$  inicial diferente de 0. Logo o valor absoluto da variação de  $y_{p1}$  dentro do seu curso será dado por (4.39)

$$y_{ph1} = y_{p1}^{t=0} + y_{p1}^t \quad (4.39)$$

(Note que  $y_{op1}$  provocou uma posição inicial  $y_{p1}(0) t=0$ )

A variável  $y_{ph2}$  de deslocamento absoluto do êmbolo da vedação, ou simplesmente do deslocamento hidráulico do sistema 2 é que controla toda a resposta transitória do sistema. É da abertura absoluta que depende o escoamento que passa por dentro do piloto. Ou seja, a variação da posição

do obturador da VCA,  $y$ , é em primeira instância função da pressão  $P_L$  dentro do diafragma da mesma, e, esta é função de  $y_p = y_{p2h}$  que controla a passagem de água no êmbolo. A qual, também por sua vez, é função do valor do deslocamento  $y_{p1}$  imposto pelo sistema de alta frequência da haste e diafragma do piloto.

Sob condição de desequilíbrio, ou seja, quando o êmbolo está bem encostado à haste do diafragma esta variável absoluta ou hidráulica é dada por (4.40)

$$y_p = y_{ph2} = y_{p1max} - y_{p1}^{t=0} - y_{p1}^t - y_{p2}^{t=0} \quad (4.40)$$

Entretanto os valores de  $y_{p1}$ ,  $y_{op1}$  ou  $y_{p2}$  no instante  $t=0$ , valores precisam ser determinados pelas condições do regime permanente inicial. Isto precisa ser gerenciado dentro do programa de simulação.

Para tanto as equações devem ser invertidas, pois se conhece o valor de  $P_1$  e  $P_2$ , imposto pelo operador e por conseguinte o valor da perda de carga inicial da VCA. Conhecida a perda de carga inicial, estabelece-se pela curva hidráulica invertida da VCA a posição inicial  $y(0)$  da mesma.

Conhecida esta posição inicial podemos inverter (4.1) para ser obter o valor de  $P_L$ . Veja que o sistema está em equilíbrio ideal no regime permanente e não existem teoricamente nem acelerações ou velocidades. A partir do valor de  $P_L$ , podemos nos aproveitar de (4.20), e, mais uma vez por inversão, se determinar o valor de  $y_p$  que é o deslocamento absoluto hidráulico de passagem de fluido no êmbolo. Conhecida a passagem absoluta e sabendo-se que os valores no instante  $t$  são iguais a zero determina-se  $y_{p1}(0)$  e  $y_{p2}(0)$  por (4.40).

Como para a condição de regime permanente  $P_2$  pode ser igual a  $p_{ip}$  fica fácil se determinar o pré tensionamento mecânico total  $y_{op1}$  por meio da equação

(4.30). Note que o valor de  $y_{op2}$  por sua vez é conhecido, pois é, como já dito, determinado pela geometria do alojamento da mola de retorno.

Esta explicação mostra como durante o regime permanente, com o uso da equação da rede, pode-se por inversão de equações estáticas se determinar quais os parâmetros ajustados pelo operador para a determinada condição simulada.

A condição de escoamento no êmbolo, bem como a perda de carga efetiva, pode ser estudada, ou até simulada, se considerarmos a geometria do mesmo. Uma área triangular entra em um orifício provocando um efeito tridimensional de escoamento que pode ser determinado por um ensaio de laboratório ou ainda determinado numericamente por um código computacional para cálculo de escoamento em passagens. Entretanto este código deve poder calcular escoamentos com Número de Reynolds alto e ser munido de bom modelo turbulento, pois existirão efeitos de superposição de camadas limite no interior da geometria. O detalhe do êmbolo, bem como os dados dimensionais estão mostrados em 4.24.

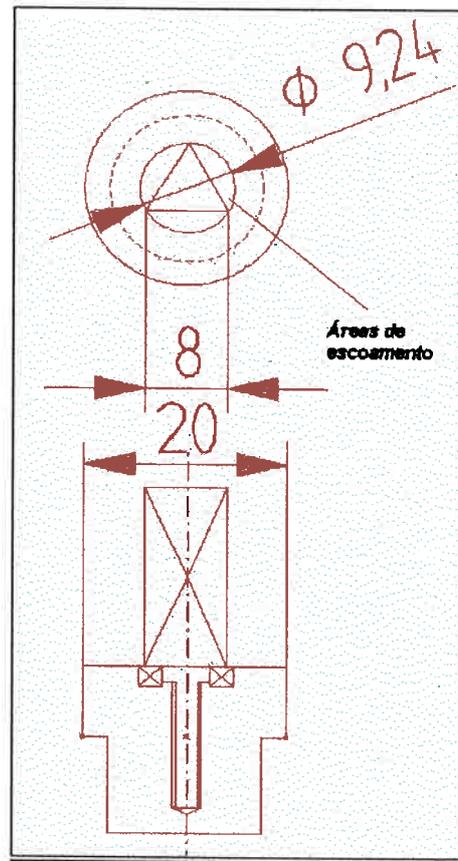


Figura 4.24 - Detalhe do êmbolo da vedação

#### 4.2.4) A equação da continuidade na câmara do diafragma do piloto:

Esta equação advém da análise da continuidade no volume de controle que engloba a câmara do diafragma do piloto da VCA. A pressão  $p_{Lp}$  durante o movimento do diafragma do piloto passa a ser momentaneamente diferente da pressão  $P_2$ , e com isso existe fluido ora para dentro da câmara, ou ora para fora da câmara.

Em virtude do pequeno volume da câmara e do pequeno curso da haste do diafragma os valores de vazão envolvidos são também muito reduzidos. O modelo apresentado aqui tem caráter mais técnico do que realmente prático a nível de simulação numérica, uma vez que a diferença entre a pressão  $P_2$  e

$p_{Lp}$ , mesmo avaliada a frequências relativas altas, é muito baixa. Esta conclusão pode ser tirada depois de inúmeras simulações de diversas situações físicas operacionais de VCAs na rede hidráulica testada.

Evidentemente que tecnicamente este tipo de conclusão só pode ser tirada depois da aplicação e teste deste modelo conforme proposto. Na figura 4.25 temos a explicação do volume de controle considerado para o modelamento da relação para cálculo do  $p_{Lp}$ . A perda de carga fixa é dada pelo furo de 3.7 mm de diâmetro presente no corpo do piloto.

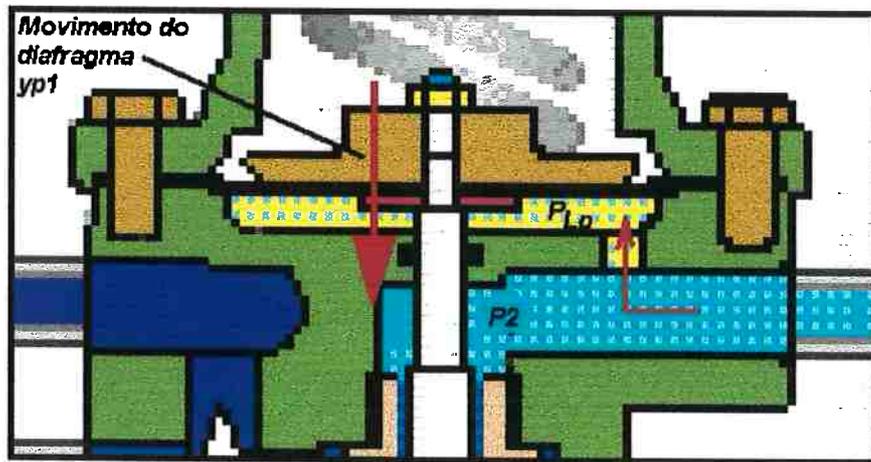


Figura 4.25 - Detalhe do volume de controle da Câmara do Piloto

A equação de(4.41) representa a equação da continuidade aplicada ao volume de controle:

$$\dot{p}_{Lp} \left( \frac{V_4}{\beta_e} \right) = K_3 \cdot \sqrt{|P_2^{(t-\Delta t)} - p_{Lp}^{(t)}|} - q_{p3} \quad (4.41)$$

onde as componentes são:

$$K_3 = C_{Df} \cdot A_f \cdot \sqrt{2/\rho} \cdot \text{sgn}(P_2^{(t-\Delta t)} - p_{Lp}^{(t)}) \quad (4.42)$$

$$q_{p3} = A_{Dpx} \cdot \dot{y}_{p1}^{(t-\Delta t)} \quad (4.43)$$

$$V_4 = A_{Dpx} \cdot y_{p1h} \tag{4.44}$$

onde

$$y_{p1h} = y_{p10} + y_{p1}^{(t-\Delta t)} \tag{4.45}$$

e ainda resumindo a parcela relativa à expansão do diafragma ou câmara :

$$q_{p5} = \dot{p}_{Lp} \left( \frac{V_4}{\beta_e} \right) \tag{4.46}$$

podendo então (4.41) ser reescrita em função das parcelas “q<sub>p</sub>” como:

$$K_3 \cdot \sqrt{|P_2^{(t-\Delta t)} - p_{Lp}^{(t)}|} - q_{p3} - q_{p5} = 0 \tag{4.47}$$

e ainda diretamente isolando-se p<sub>Lp</sub>:

$$p_{Lp}^{(t)} = P_2^{(t-\Delta t)} - \left( \frac{(q_{p5} + q_{p3})}{K_3} \right)^2 \tag{4.48}$$

Sendo ainda:

V<sub>Tdp</sub>: Volume total da câmara do piloto – m<sup>3</sup> – y<sub>p1h</sub> · A<sub>Dpx</sub>

A<sub>Dp</sub>: Área equivalente do diafragma do piloto – m<sup>2</sup>

V<sub>Dp0</sub><sup>(t-Δt)</sup>: Volume da câmara do piloto no instante anterior - m<sup>3</sup>

A equação (4.41) na sua forma básica é representada pela igualdade da vazão de penetra na câmara do diafragma do piloto

$$q_L = q_1 \tag{4.49}$$

A componente (4.42) nada mais é do que a parcela relativa a porção q<sub>1</sub> de fluido que penetra , ou sai da câmara do diafragma oriunda da cavidade externa passando pelo orifício de perda de carga fixa:

$$q_1 = K_3 \cdot \sqrt{|P_2^{(t-\Delta t)} - p_{Lp}^{(t)}|} \quad (4.50)$$

A parcela do  $q_L$  é basicamente representada pela componente  $q_{p3}$  uma vez que a componente  $q_{p5}$  tem caráter menor. Esta vazão  $q_{p3}$  é a multiplicação da velocidade de deslocamento do diafragma, que é solidário à haste, pela área equivalente da câmara do diafragma.

Da mesma maneira que para o diafragma da VCA, deve-se pormenorizar o estudo da variação volumétrica dentro da câmara do piloto para se calcular a área equivalente. A figura 4.26 mostra o estudo volumétrico executado para 5 posições diferentes do diafragma, respectivamente o volume máximo quando este se apoia no encosto da caixa da mola até o ponto em que a arruela encosta no fim de curso. Este espaço de 5 mm foi dividido em 4 posições igualmente espaçadas de 1.25 mm.

O volume calculado pelo modelo CAD, obtido a partir da inspeção dimensional, tem boa aproximação geométrica para a precisão que se pretende no modelo proposto.

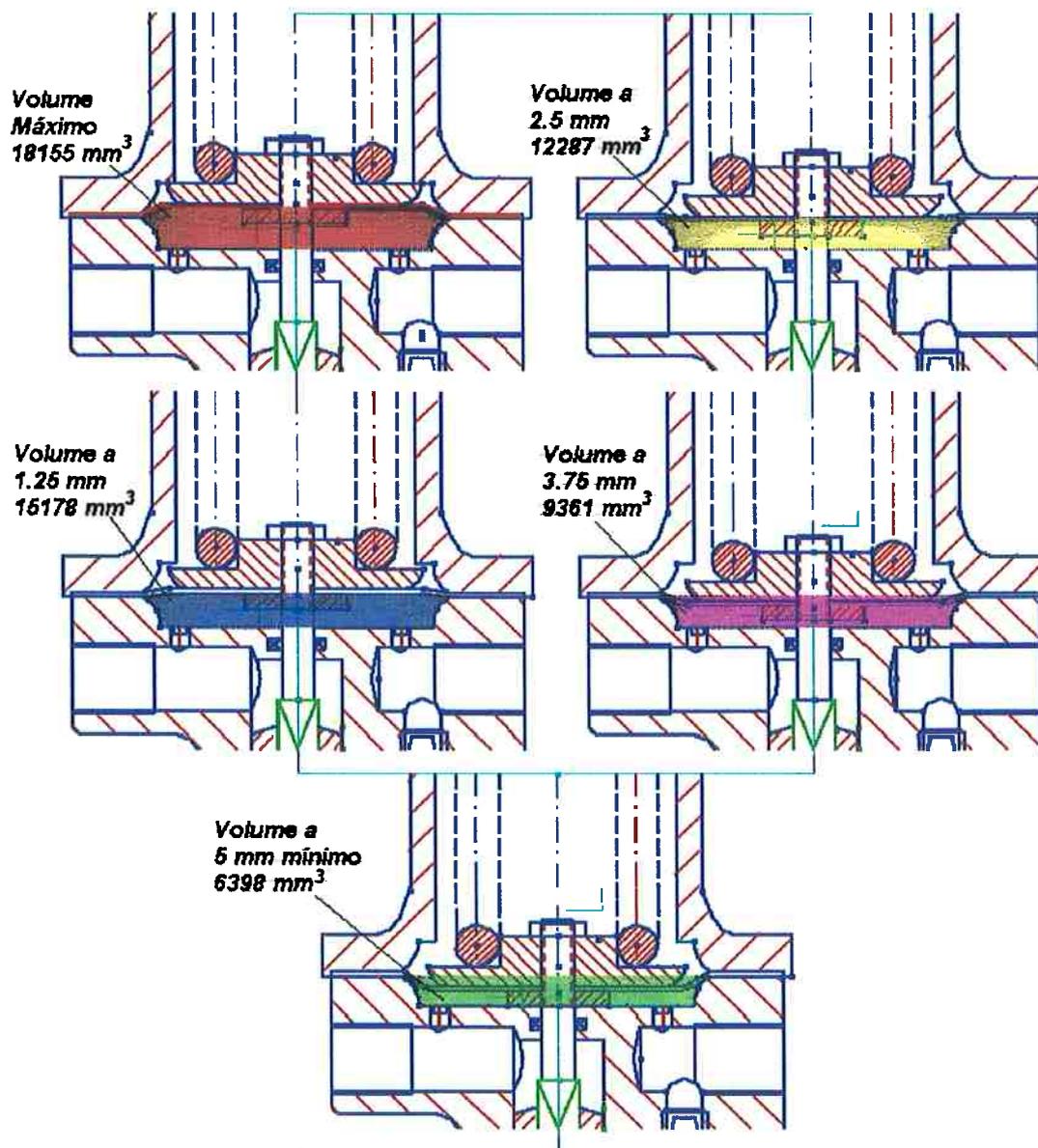


Figura 4.26 - Estudo da variação volumétrica no diafragma do piloto

O volume acumulado e sua variação relativa estão mostrados em 4.28. O valor acumulado é linear para uma variação linear do curso da VCA. Esta curva permite-nos concluir que também a geometria do volume da câmara do piloto proporciona uma variação volumétrica que não é constante durante a movimentação da haste do mesmo. Portanto para uma melhor aproximação deveríamos considerar a variação não linear principalmente durante as

posições intermediárias. Entretanto esta variação não é grande, e apesar de não linear pode ser aproximada por uma variação linear existindo assim também um diâmetro equivalente para o diafragma que pode então ser usado no cálculo da área  $A_{Dp}$ . Os valores calculados relativos ao volume, variação da área da pesquisa estão mostrados na tabela da figura 4.27 abaixo.

Curso mm	Volume mm <sup>3</sup>	V relativo mm <sup>3</sup>	Variação da área mm <sup>2</sup>	D equivalente mm
0	6398	2963.3	2370.64	54.94057011
1.25	9361.3	2925.7	2340.56	54.59089909
2.5	12287	2891	2312.8	54.26619824
3.75	15178	2977.5	2382	55.07204915
5	18155.5		2351.5	54.71742915
			Média	Média

Figura 4.27 - Tabela para cálculo do diâmetro equivalente

### Variação volumétrica na Câmara do Piloto

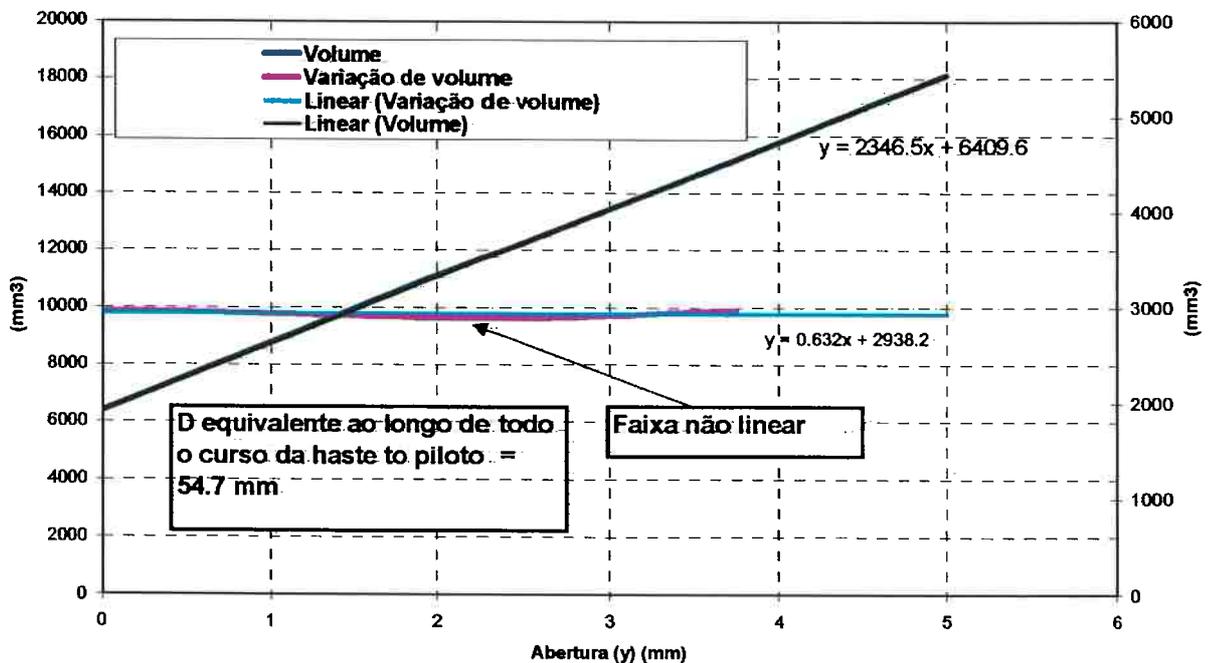


Figura 4.28 - Curva Constante da variação volumétrica

O valor do volume local presente dentro da câmara do diafragma é sempre função da posição da haste do mesmo. Mas lembramos que os valores de  $y_{p1}$  calculados são sempre relativos a uma posição de equilíbrio determinada no regime permanente. Assim o volume  $V_4$  sempre é calculado em função da parcela hidráulica ou absoluta.

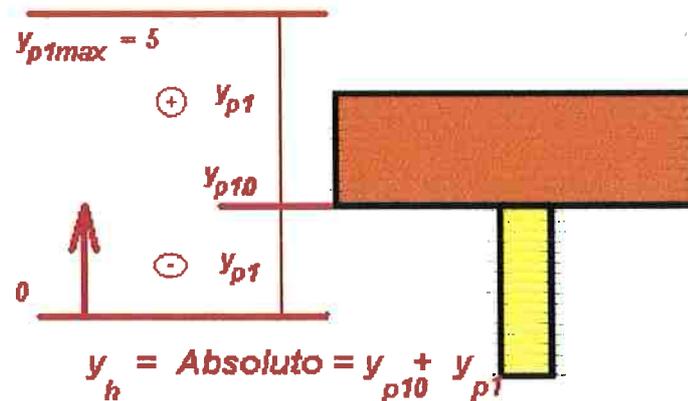


Figura 4.29 - Valor  $y_{p1}$  relativo a posição de equilíbrio

A área anelar entre as flanges e a selagem da Câmara é representada pelo diafragma de neoprene assim como na Câmara da VCA. Este material permite que a câmara proporcione uma “acomodação” volumétrica do fluido um pouco menor do que no caso da VCA mas também se faz necessário a presença do termo  $q_{p5}$  de (4.46). Assim a vazão total que penetra pela câmara é a combinação da parcela de deslocamento do diafragma em função da posição do obturador e a parcela de dilatação do diafragma quando o obturador se encontra estacionado.

O termo  $q_{p5}$  é função, também, da posição relativa do diafragma dentro da câmara do mesmo, sendo que em movimento existe um comportamento linear da região anelar conforme mostrado no item relativo a  $P_L$ . Para o caso da câmara do piloto devemos considerar apenas uma situação em que

momentaneamente a haste não se movimenta, e neste caso, existe a dilatação da borracha da área anelar. Em 4.30 temos o gráfico da deformação para uma diferença de pressão de 20 m.c.a. A figura 4.31 mostra o gráfico de tensões equivalentes para esta situação.

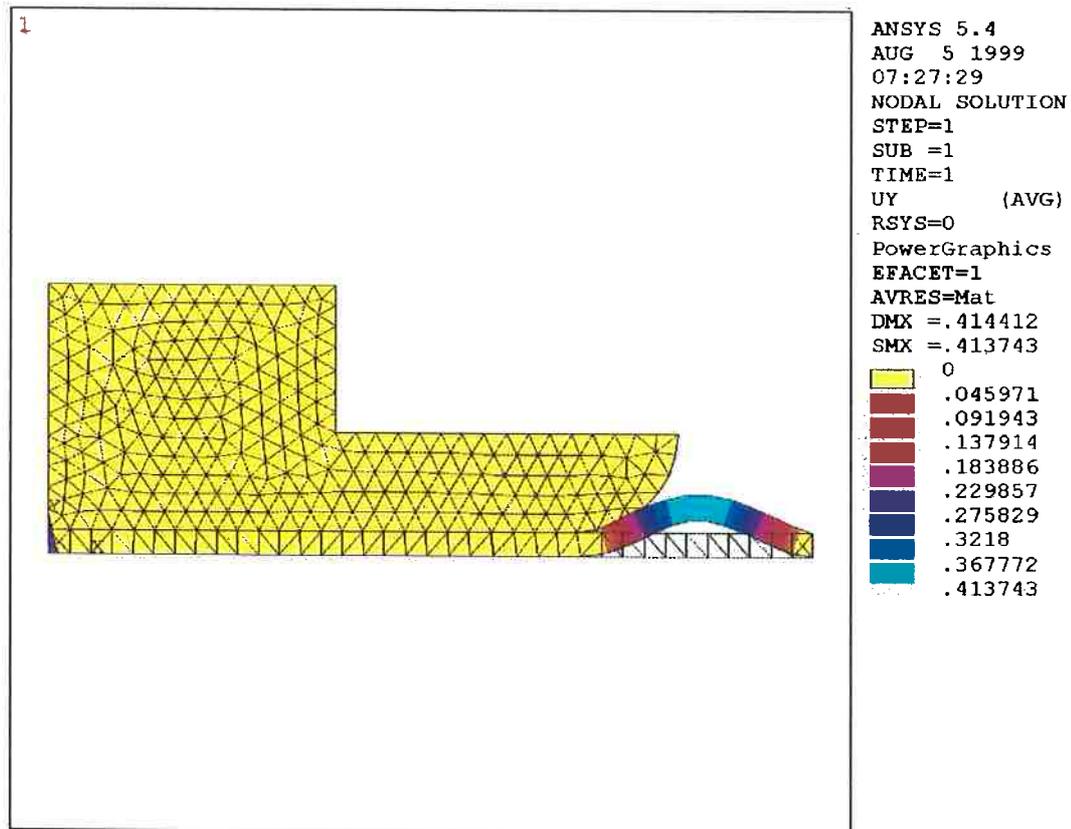


Figura 4.30 - Condição de Haste parada- Deformação parabólica.

O comportamento da deformação considerada é linear . O gráfico de 4.32 mostra a deformação total em função do valor radial na região do diafragma para duas diferenças de pressões de 20 m.c.a e 60 m.c.a.

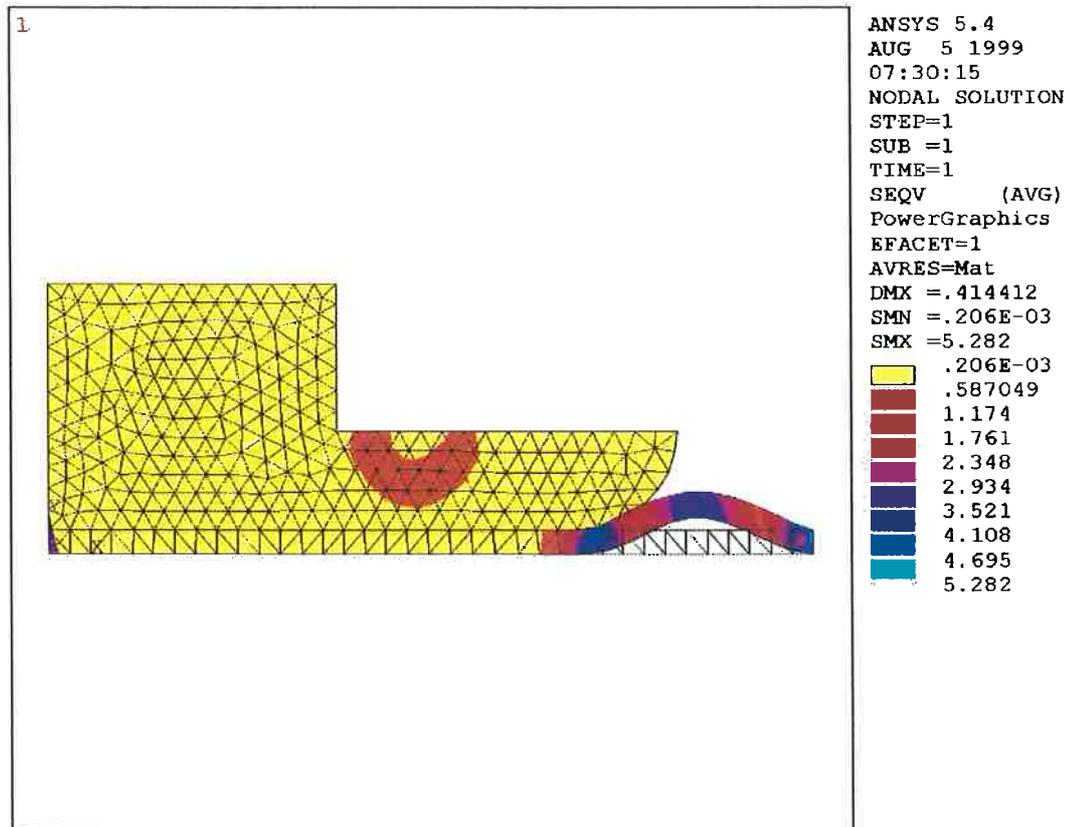


Figura 4.31 - Condição de Haste parada- Tensões a 20 m.c.a.

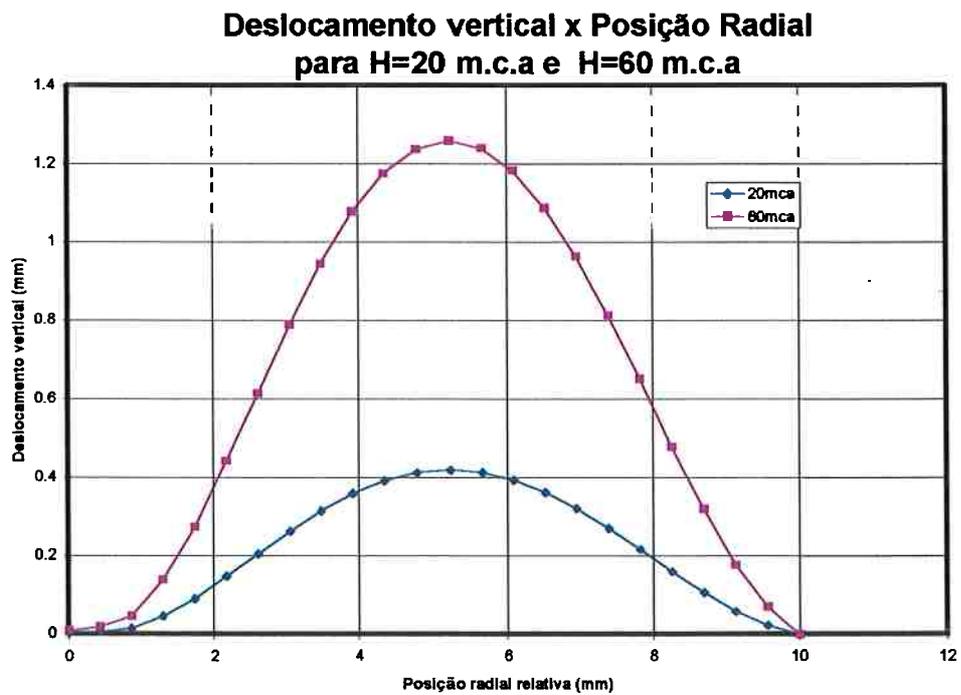


Figura 4.32 - Análise da Deformação parabólica no diafragma para diferentes diferenças de pressão.

Analisando-se a área deformada, obtém-se, multiplicando-a pelo comprimento circular equivalente, o volume total de fluido presente na câmara. Pode-se assim avaliar o coeficiente  $\beta_e$  através do cálculo do coeficiente característico da curva da deformação volumétrica em função da variação de pressão do mesmo modo já apresentado. A figura 4.33 apresenta esta variação e indica o coeficiente angular da reta. Assim sendo a equação (4.41) permanece válida para todas as situações, tendo-se o cuidado de se averiguar corretamente o valor do coeficiente de elasticidade de acordo com a operação desejada, ou seja, se a haste está ou não em movimento.

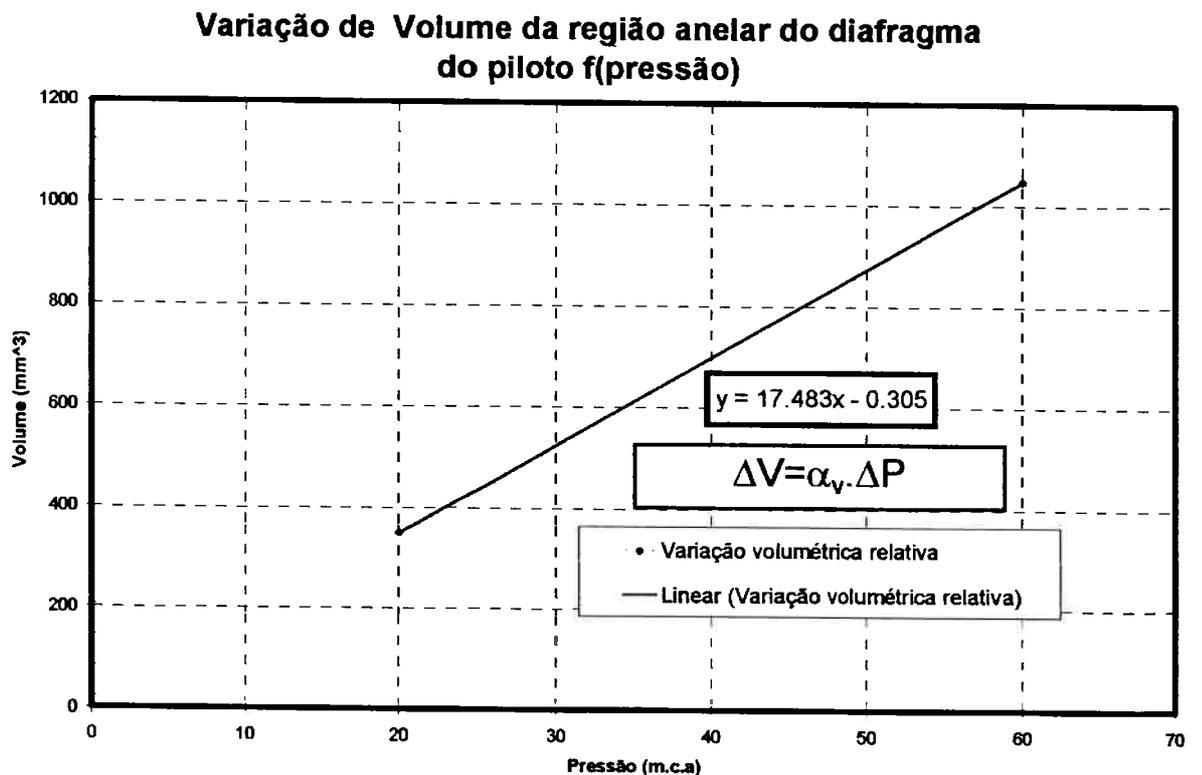


Figura 4.33 - Análise da variação volumétrica em função da diferença de pressão

4.2.5) Solução numérica das equações diferenciais ordinárias de 1ª e 2ª ordem:

As equações principais de interesse para simulação da condição de contorno da VCA em conjunto com a rede hidráulica são :

- (4.1) - Equação do movimento de  $y$  - Diferencial de 2ª ordem  
 (4.14) - Equação de  $P_L$  - Diferencial 1ª ordem / não linear  
 (4.30) - Equação de  $y_{p1}$  - Diferencial de 2ª ordem  
 (4.35) - Equação de  $y_{p2}$  - Diferencial de 2ª ordem  
 (4.41) - Equação de  $p_{Lp}$  - Diferencial 1ª ordem / não linear

Estas equações devem ser simuladas em conjunto com a equação da rede para que o cálculo seja coerente e dê um resultado aproximado à realidade física. Como será visto mais adiante as equações devem ser calculadas em intervalos de tempo diferentes. Intervalos estes que são apenas subintervalos de um intervalo de tempo maior.

As equações (4.1), (4.30) e (4.35) devem ser calculadas por um método para equação diferencial ordinária de 2ª ordem. Todos os métodos aqui enunciados foram implementados no programa simulador e o usuário teve o direito de escolher por qual método iria efetuar o cálculo. As diferenças de precisão entre os métodos foram anuladas passando a ser a diferença principal apenas o tempo de cálculo pois usamos o artifício de escolher intervalos de cálculo mínimos para métodos mais simples e menos precisos, quando comparados ao mesmo intervalo de cálculo. Isto eleva o tempo de cálculo, mas permite que se alcance praticamente um mesmo resultado.

Foram implementados o Método de EULER Modificado, o Método de RUNGE-KUTTA (4ª Ordem) e o método de RUNGE-KUTTA-FEHLBERG (6ª Ordem)

que é o mais eficiente sob o ponto de vista de tempo de cálculo apesar das diferenças relativas de tempo não serem muito significativas entre os dois últimos.

As equações (4.14) e (4.41) são diferenciais ordinárias de 1<sup>o</sup> Ordem. Aqui também foram implementados os mesmos métodos de solução aplicados a equação diferencial ordinária de ordem inferior. Entretanto, muitas vezes em função da parcela de primeira ordem ser insignificante sob o ponto de vista numérico, tivemos que desviar a rotina a uma outra que, por um método numérico, encontrava a raiz da equação desprezando o termo de primeira ordem. Esta manipulação logística foi decorrente exclusivamente de problemas numéricos. E nesse caso, na busca da raiz, em virtude da não linearidade da equação, fomos forçados a simultaneamente tentar obtê-la por diferentes métodos uma vez que aí nos deparamos também com problemas de convergência.

O fenômeno físico da propagação de ondas em tubulações faz com que a pressão varie de uma forma senoidal, ou seja uma curva que tem vários pontos de inflexão ao longo do tempo. O cálculo da variação da pressão pelo método das características cruzado MOC permite que se obtenha valores físicos bem aproximados. Esta variação, representada nas equações descritas pelos termos  $P_1$  e  $P_2$ , são conhecidas, pois advém do cálculo de redes pelo MOC. Mas a pressão dentro do diafragma  $P_L$  e dentro da câmara do piloto  $p_{LP}$  também acabam tendo um comportamento senoidal, pois se encontram numa relação de dependência das pressões da rede.

Neste tipo de curva, podem ocorrer variações e inflexões extremas que numericamente podem levar a problemas de divergência, as quais, mesmo

que no cálculo de um valor de menor grandeza, simplesmente não permitem que se atinja o final da simulação.

Para tanto foram construídas rotinas inteligentes que ao se defrontarem com um problema de divergência devido a inflexões desviam o ponteiro para uma outra rotina inteligente que, se ainda for inadequada, desvia o ponteiro a rotinas subsequentes.

As equações diferenciais ordinárias de 1ª ordem podem ser escritas da seguinte forma:

$$\begin{aligned} \frac{dy}{dx} &= f(x, y) \\ y(x_0) &= y_0 \end{aligned} \quad (4.51)$$

e as equações de 2ª ordem do modo do esquema de (4.52)

$$\begin{aligned} \frac{dy}{dx} &= f(x, y) \\ y(x_0) &= y_0 \\ \frac{d^2 y}{dx^2} &= f(x, y, \frac{dy}{dx}) \\ y(x_0) &= y_0 \\ y'(x_0) &= y'_0 \end{aligned} \quad (4.52)$$

Os métodos de resolução das equações diferenciais empregados neste trabalho estão resumidos nos próximos itens.

#### 4.2.5.1) Método de Euler Modificado

O método de Euler Modificado é um método simples e iterativo, cuja convergência depende do intervalo de cálculo  $h$ , que deve ser o menor possível a fim de se minimizar o erro.

Expandindo a função numa série de Taylor ao redor do ponto  $x_0$ , considerando-se apenas o termo derivativo de primeira ordem, tem-se o seguinte:

$$y(x_0 + h) = y(x_0) + h \cdot y'(x_0) + \frac{y''(\xi)}{2} h^2, \quad x_0 < \xi < x_0 + h \quad (4.53)$$

Assim sendo, o termo  $n+1$  será dado da seguinte forma:

$$y_{n+1} = y_n + h \cdot y'_n \quad (4.54)$$

que acaba não sendo uma aproximação bem adequada porque se usa a derivada apenas no início do intervalo. Uma melhor aproximação seria se usar uma derivada central, mas para isso se deve primeiro tomar uma estimativa de  $y'_{n+1}$ .

Esta proposição é exatamente a base da técnica do método de Euler modificado. O valor de  $y_{n+1}$  e  $y'_{n+1}$  são estimados e corrigidos por diferenças centrais de acordo com a sequência abaixo de (4.55) a (4.56).

$$y_{n+1} = y_n + h \cdot \frac{y'_n + y'_{n+1}}{2} \quad (4.55)$$

$$y'_{n+1} = f(x_{n+1}, y_{n+1}) \quad (4.56)$$

As duas igualdades são subsequentemente calculadas de modo iterativo até que seja alcançado o critério de convergência numérica previamente estabelecido. Este critério definirá que a diferença entre  $y_{n+1}$  e  $y_n$  seja menor que um determinado valor.

O método de Euler modificado pode ser aplicado a uma equação diferencial ordinária de 2ª ordem. Para isso cria-se uma nova variável  $z$  que será a derivada de  $y$  demonstrado no esquema de (4.57).

$$\begin{aligned}
 y' &= z = f(x, y, z) \\
 y(x_0) &= y_0 \\
 y'' &= z' = g(x, y, z) \\
 y'(x_0) &= z(x_0) = z_0
 \end{aligned}
 \tag{4.57}$$

Após a utilização dessa nova variável se deve resolver  $y$  e  $z$  como se fossem duas equações de primeira ordem, ou seja aplicando o esquema já mostrado para duas equações simultaneamente

Assim se estima  $y_{n+1}$  e  $z_{n+1}$  por

$$\begin{aligned}
 y_{n+1} &= y_n + h \cdot z_n \\
 z_{n+1} &= z_n + h \cdot z'_n
 \end{aligned}
 \tag{4.58}$$

Calcula-se  $y'_{n+1}$  e  $z'_{n+1}$  dos valores iniciais estimados através de (4.59)

$$\begin{aligned}
 y'_{n+1} &= f(x_{n+1}, y_{n+1}, z_{n+1}) \\
 z'_{n+1} &= g(x_{n+1}, y_{n+1}, z_{n+1})
 \end{aligned}
 \tag{4.59}$$

e parte-se para o esquema iterativo de cálculo nos passos seguintes usando-se (4.60) para avaliar  $y_{n+1}$  e  $z_{n+1}$  por diferenças centrais .

$$\begin{aligned}
 y_{n+1} &= y_n + h \cdot \frac{y'_n + y'_{n+1}}{2} \\
 z_{n+1} &= z_n + h \cdot \frac{z'_n + z'_{n+1}}{2}
 \end{aligned}
 \tag{4.60}$$

Neste processo iterativo novamente os valores de  $y'_{n+1}$  e  $z'_{n+1}$  são recalculados por (4.59) a partir dos valores de  $y_{n+1}$  e  $z_{n+1}$  aproximados agora por (4.60).

Este esquema sugerido em (4.57) para o cálculo de equações de 2ª ordem é também usado por outros métodos de solução .

## 4.2.5.2) Método de Runge-Kutta de Quarta Ordem

O método de Runge-Kutta de quarta ordem se difere do método de Euler por ser mais preciso para valores de  $h$  bem maiores se comparados com os valores de  $h$  necessários para que se alcance a mesma precisão por Euler modificado. É também fato de que se usarmos o método de solução descrito anteriormente em 4.2.5.1 teremos que impor valores de  $h$  bem pequenos até para garantir a confiabilidade da solução. Valores inadequados de intervalo de cálculo  $h$  quando usados com o método de Euler modificado podem resultar em valores muito discrepantes e absolutamente não confiáveis. A idéia de se implementar 3 métodos na solução das equações reside no fato de se poder confrontar resultados obtidos por diferentes técnicas. Isto suporta uma confiabilidade numérica ao sistema provando que existe uma solução única para cada equação naquele intervalo de tempo. E esta solução é capaz de ser calculada por métodos diferentes residindo a maior diferença entre os métodos somente no tempo de cálculo.

O esquema de resolução de uma EDO de primeira ordem usando-se o método de Runge-Kutta de quarta ordem está descrito nas etapas abaixo

Calculam-se os parâmetros  $k_1$ ,  $k_2$ ,  $k_3$  e  $k_4$  por meio de (4.61)

$$\begin{aligned}
 k_1 &= h \cdot f(x_n, y_n) \\
 k_2 &= h \cdot f\left(x_n + \frac{1}{2} \cdot h, y_n + \frac{1}{2} \cdot k_1\right) \\
 k_3 &= h \cdot f\left(x_n + \frac{1}{2} \cdot h, y_n + \frac{1}{2} \cdot k_2\right) \\
 k_4 &= h \cdot f(x_n + h, y_n + k_3)
 \end{aligned}
 \tag{4.61}$$

E avalia-se  $y_{n+1}$  por meio de (4.62)

$$y_{n+1} = y_n + \frac{1}{6} \cdot (k_1 + 2 \cdot k_2 + 2 \cdot k_3 + k_4) \quad (4.62)$$

Para equações diferenciais de 2ª ordem usamos a mesma aproximação mostrada em (4.57) e o esquema circular mostrado em (4.63). São então calculados 4 coeficientes para cada equação.

$$\begin{aligned} k_{1y} &= h \cdot f(x_n, y_n, z_n) \\ k_{1z} &= h \cdot g(x_n, y_n, z_n) \\ k_{2y} &= h \cdot f\left(x_n + \frac{1}{2} \cdot h, y_n + \frac{1}{2} \cdot k_{1y}, z_n + \frac{1}{2} \cdot k_{1z}\right) \\ k_{2z} &= h \cdot g\left(x_n + \frac{1}{2} \cdot h, y_n + \frac{1}{2} \cdot k_{1y}, z_n + \frac{1}{2} \cdot k_{1z}\right) \\ k_{3y} &= h \cdot f\left(x_n + \frac{1}{2} \cdot h, y_n + \frac{1}{2} \cdot k_{2y}, z_n + \frac{1}{2} \cdot k_{2z}\right) \\ k_{3z} &= h \cdot g\left(x_n + \frac{1}{2} \cdot h, y_n + \frac{1}{2} \cdot k_{2y}, z_n + \frac{1}{2} \cdot k_{2z}\right) \\ k_{4y} &= h \cdot f(x_n + h, y_n + k_{3y}, z_n + k_{3z}) \\ k_{4z} &= h \cdot g(x_n + h, y_n + k_{3y}, z_n + k_{3z}) \end{aligned} \quad (4.63)$$

Avaliando-se então as raízes  $y_{n+1}$  e  $z_{n+1}$  por meio de (4.64) e (4.65)

$$y_{n+1} = y_n + \frac{1}{6} \cdot (k_{1y} + 2 \cdot k_{2y} + 2 \cdot k_{3y} + k_{4y}) \quad (4.64)$$

$$z_{n+1} = z_n + \frac{1}{6} \cdot (k_{1z} + 2 \cdot k_{2z} + 2 \cdot k_{3z} + k_{4z}) \quad (4.65)$$

## 4.2.5.3) Método de Runge-Kutta-Fehlberg de sexta Ordem

Este método dos três pesquisados é o que nos dá maior precisão por número de iterações de cálculo. Na solução de uma equação de 1ª ordem por este método devem ser calculados 6 coeficientes na obtenção da raiz  $y_{n+1}$ . Estes coeficientes estão explícitos da seguinte forma:

$$\begin{aligned}
 k_1 &= h \cdot f(x_n, y_n) \\
 k_2 &= h \cdot f\left(x_n + \frac{h}{4}, y_n + \frac{k_1}{4}\right) \\
 k_3 &= h \cdot f\left(x_n + \frac{3 \cdot h}{8}, y_n + \frac{3 \cdot k_1}{32} + \frac{9 \cdot k_2}{32}\right) \\
 k_4 &= h \cdot f\left(x_n + \frac{12 \cdot h}{13}, y_n + \frac{1932 \cdot k_1}{2197} - \frac{7200 \cdot k_2}{2197} + \frac{7296 \cdot k_3}{2197}\right) \\
 k_5 &= h \cdot f\left(x_n + h, y_n + \frac{439 \cdot k_1}{216} - 8 \cdot k_2 + \frac{3680 \cdot k_3}{513} - \frac{845 \cdot k_4}{4104}\right) \\
 k_6 &= h \cdot f\left(x_n + \frac{h}{2}, y_n - \frac{8 \cdot k_1}{27} + 2 \cdot k_2 - \frac{3544 \cdot k_3}{2565} + \frac{1859 \cdot k_4}{4104} - \frac{11 \cdot k_5}{40}\right)
 \end{aligned} \tag{4.66}$$

Sendo então a raiz da EDO de 1ª. Ordem calculada por (4.67)

$$y_{n+1} = y_n + \left( \frac{16 \cdot k_1}{135} + \frac{6656 \cdot k_3}{12825} + \frac{28561 \cdot k_4}{56430} - \frac{9 \cdot k_5}{50} + \frac{2 \cdot k_6}{55} \right) \tag{4.67}$$

Para equações diferenciais ordinárias de segunda ordem é aplicado o esquema (4.57) para obtenção das funções  $z$  e  $y$  de forma explícita e devem ser calculados doze coeficientes de acordo com o esquema de (4.68) sendo 6 para cada função  $z$  e  $y$ .

$$\begin{aligned}
 k_{1y} &= h \cdot f(x_n, y_n, z_n) \\
 k_{1z} &= h \cdot g(x_n, y_n, z_n) \\
 k_{2y} &= h \cdot f\left(x_n + \frac{h}{4}, y_n + \frac{k_{1y}}{4}, z_n + \frac{k_{1z}}{4}\right) \\
 k_{2z} &= h \cdot g\left(x_n + \frac{h}{4}, y_n + \frac{k_{1y}}{4}, z_n + \frac{k_{1z}}{4}\right) \\
 k_{3y} &= h \cdot f\left(x_n + \frac{3 \cdot h}{8}, y_n + \frac{3 \cdot k_{1y}}{32} + \frac{9 \cdot k_{2y}}{32}, z_n + \frac{3 \cdot k_{1z}}{32} + \frac{9 \cdot k_{2z}}{32}\right) \\
 k_{3z} &= h \cdot g\left(x_n + \frac{3 \cdot h}{8}, y_n + \frac{3 \cdot k_{1y}}{32} + \frac{9 \cdot k_{2y}}{32}, z_n + \frac{3 \cdot k_{1z}}{32} + \frac{9 \cdot k_{2z}}{32}\right) \\
 k_{4y} &= h \cdot f\left(x_n + \frac{12 \cdot h}{13}, y_n + \frac{1932 \cdot k_{1y}}{2197} - \frac{7200 \cdot k_{2y}}{2197} + \frac{7296 \cdot k_{3y}}{2197}, z_n + \frac{1932 \cdot k_{1z}}{2197} - \frac{7200 \cdot k_{2z}}{2197} + \frac{7296 \cdot k_{3z}}{2197}\right) \\
 k_{4z} &= h \cdot g\left(x_n + \frac{12 \cdot h}{13}, y_n + \frac{1932 \cdot k_{1y}}{2197} - \frac{7200 \cdot k_{2y}}{2197} + \frac{7296 \cdot k_{3y}}{2197}, z_n + \frac{1932 \cdot k_{1z}}{2197} - \frac{7200 \cdot k_{2z}}{2197} + \frac{7296 \cdot k_{3z}}{2197}\right) \\
 k_{5y} &= h \cdot f\left(x_n + h, y_n + \frac{439 \cdot k_{1y}}{216} - 8 \cdot k_{2y} + \frac{3680 \cdot k_{3y}}{513} - \frac{845 \cdot k_{4y}}{4104}, z_n + \frac{439 \cdot k_{1z}}{216} - 8 \cdot k_{2z} + \frac{3680 \cdot k_{3z}}{513} - \frac{845 \cdot k_{4z}}{4104}\right) \\
 k_{5z} &= h \cdot g\left(x_n + h, y_n + \frac{439 \cdot k_{1y}}{216} - 8 \cdot k_{2y} + \frac{3680 \cdot k_{3y}}{513} - \frac{845 \cdot k_{4y}}{4104}, z_n + \frac{439 \cdot k_{1z}}{216} - 8 \cdot k_{2z} + \frac{3680 \cdot k_{3z}}{513} - \frac{845 \cdot k_{4z}}{4104}\right) \\
 k_{6y} &= h \cdot f\left(x_n + \frac{h}{2}, y_n - \frac{8 \cdot k_{1y}}{27} + 2 \cdot k_{2y} - \frac{3544 \cdot k_{3y}}{2565} + \frac{1859 \cdot k_{4y}}{4104} - \frac{11 \cdot k_{5y}}{40}, z_n - \frac{8 \cdot k_{1z}}{27} + 2 \cdot k_{2z} - \frac{3544 \cdot k_{3z}}{2565} + \frac{1859 \cdot k_{4z}}{4104} - \frac{11 \cdot k_{5z}}{40}\right) \\
 k_{6z} &= h \cdot g\left(x_n + \frac{h}{2}, y_n - \frac{8 \cdot k_{1y}}{27} + 2 \cdot k_{2y} - \frac{3544 \cdot k_{3y}}{2565} + \frac{1859 \cdot k_{4y}}{4104} - \frac{11 \cdot k_{5y}}{40}, z_n - \frac{8 \cdot k_{1z}}{27} + 2 \cdot k_{2z} - \frac{3544 \cdot k_{3z}}{2565} + \frac{1859 \cdot k_{4z}}{4104} - \frac{11 \cdot k_{5z}}{40}\right)
 \end{aligned}
 \tag{4.68}$$

Avaliando-se então as raízes  $y_{n+1}$  e  $z_{n+1}$  por meio de (4.69) e (4.70)

$$y_{n+1} = y_n + \left( \frac{16 \cdot k_{1y}}{135} + \frac{6656 \cdot k_{3y}}{12825} + \frac{28561 \cdot k_{4y}}{56430} - \frac{9 \cdot k_{5y}}{50} + \frac{2 \cdot k_{6y}}{55} \right) \quad (4.69)$$

$$z_{n+1} = z_n + \left( \frac{16 \cdot k_{1z}}{135} + \frac{6656 \cdot k_{3z}}{12825} + \frac{28561 \cdot k_{4z}}{56430} - \frac{9 \cdot k_{5z}}{50} + \frac{2 \cdot k_{6z}}{55} \right) \quad (4.70)$$

#### 4.2.6) Métodos para se encontrar raízes de funções não lineares

Conforme explicado no item anterior, as equações de 1ª ordem de  $P_L$  e  $p_{LP}$ , quando não convergentes podem Ter o termo de 1ª ordem desprezado em virtude de sua insignificância numérica. E passamos automaticamente ao cálculo por meio de um dos métodos aqui descritos para se encontrar a raiz da função.

##### 4.2.6.1) Método de Newton-Raphson

O conhecido método de Newton – Raphson é um processo de busca de raízes de funções através de tangentes da ou derivadas de 1ª ordem da função. Primeiramente, deve-se conhecer o intervalo no qual se encontra a raiz. Em segundo, parte-se de uma estimativa inicial do valor da raiz da função e o extrapolamos por sua tangente até a interseção com o eixo  $x$ . Este novo valor de interseção calculado é a nova estimativa. Esse processo segue iterativamente até que se alcance um critério de convergência estipulado.

O ângulo de inclinação da reta tangente à curva no ponto  $x=x_1$  é dado por:

$$\begin{aligned} \tan(\theta) = f'(x_1) &= \frac{f(x_1)}{x_1 - x_2} \\ x_2 &= x_1 - \frac{f(x_1)}{f'(x_1)} \end{aligned} \quad (4.71)$$

sendo então a nova aproximação calculada iterativamente de (4.72)

$$x_{n+1} = x_n - \frac{f(x_n)}{f'(x_n)}, \quad n=1,2,3,\dots \quad (4.72)$$

A deficiência desse método é não convergir se estivermos procurando uma raiz perto de um ponto de inflexão. Isto é um problema grave quando nos deparamos com formatos senoidais de variação de pressão, por exemplo.

#### 4.2.6.2) Método de Müller

O método de Muller é numa aproximação da função nas vizinhanças da raiz por um polinômio quadrático, interpolado por três pontos próximos à raiz da função,  $(x_0, f(x_0))$ ,  $(x_1, f(x_1))$  e  $(x_2, f(x_2))$ . O zero desse polinômio é usado como uma estimativa aprimorada da raiz. O processo é repetido usando-se os três pontos mais próximos da raiz até que se atinja o critério de convergência pré estabelecido.

O polinômio que passa pelos três pontos ( estimativas iniciais, sendo  $x_2 < x_0 < x_1$  ) é da forma  $av^2 + bv + c$ , sendo  $v = x - x_0$ .

Definindo  $h_1 = x_1 - x_0$ ,  $h_2 = x_0 - x_2$  e  $\gamma = h_2/h_1$ , poderemos dessa forma calcular os coeficientes do polinômio:

$$\begin{aligned}
 a &= \frac{\gamma \cdot f_1 - f_0 \cdot (1 + \gamma) + f_2}{\gamma \cdot h_1^2 \cdot (1 + \gamma)} \\
 b &= \frac{f_1 - f_0 - a \cdot h_1^2}{h_1} \\
 c &= f_0
 \end{aligned}
 \tag{4.72}$$

Conhecidos os coeficientes, as raízes são calculadas por (4.73)

$$\text{Raiz} = x_0 - \frac{2 \cdot c}{b \pm \sqrt{b^2 - 4 \cdot a \cdot c}}
 \tag{4.73}$$

Sendo que o valor do sinal no denominador deve ser escolhido de maneira a maximizar o valor absoluto do mesmo, ou seja, se for  $b > 0$  se escolhe o sinal positivo, se for  $b < 0$  se deve escolher o sinal negativo, e, se for  $b=0$ , a escolha passa a ser indiferente.

Para o próximo passo de cálculo, escolhe-se o conjunto de três pontos mais próximos entre si, da seguinte forma:

- Se a raiz for maior que  $x_0$ , se usa o  $x_0$ ,  $x_1$  e a raiz;
- Se a raiz for menor que  $x_0$ , se usa o  $x_0$ ,  $x_2$  e a raiz.

Note que  $x_0$  é sempre o ponto central a cada iteração o que impõe uma renomeação de variáveis durante o processo de cálculo

**4.3) O Modelo de redes modificado MOCM – Equações de acoplamento :**

O Modelo apresentado, para se simular o comportamento de grandes redes hidráulicas, através do método das características escalonado cruzado, que serviu de base para o que foi utilizado aqui nesta tese, está bem formalizado em ALMEIDA;KOELLE<sup>(04)</sup> de 1992. A grande vantagem de se usar este modelo reside no fato de se poder facilmente estruturar e calcular o escoamento unidimensional dentro de diferentes tubos a cada instante de cálculo. E se analisar a interação dos mesmos nos nós de entrocamento de modo totalmente independente. O método tem a desvantagem de requerer uma considerável memória computacional se quisermos verificar o comportamento de todas as variáveis, e ainda, também em virtude disso, a dificuldade de se estabelecer um intervalo único de cálculo sem que tenhamos que modificar um pouco a celeridade dos tubos principalmente se a rede congrega tubos de diferentes tamanhos. Daí advém, muitas vezes também, a necessidade de se acertar o modelo hidráulico que representa a rede de análise.

Um dado bem interessante que foi verificado durante a comparação dos ensaios de laboratório com os dados calculados foi o fato de que o coeficiente de atrito, ou melhor, a perda de carga imposta pelo coeficiente de atrito variar significativamente durante o escoamento do transiente hidráulico. As ondas de choque geradas dentro da tubulação criam recirculações no tubo, que não estão contempladas no método de cálculo. Em virtude dessa constatação, tivemos que nos suprir das investigações e proposições efetuadas por BRUNONE et al. <sup>(12)</sup> e BUGHAZEM;ANDERSON<sup>(14)</sup>, mostradas na revisão

bibliográfica, para modificar o método clássico de (4) para que fosse incluída a parcela do termo de atrito relativa ao escoamento não permanente. A escolha da utilização das proposições de (12) e (14) em detrimento a proposição de EINHINGER;LEIN<sup>(21)</sup> reside no fato de não necessitarmos estudar ou calcular exatamente o desenvolvimento dos perfis de velocidade nos tubos. Principalmente porque estes perfis podem ter uma complexidade que ainda pode variar significativamente no conjunto de transientes testados neste trabalho. Assim deixamos o ajuste pelo coeficiente experimental, cujos valores foram testados e aprimorados por BUGHAZEM;ANDERSON<sup>(14)</sup>.

A simples comparação dos resultados experimentais com os resultados fornecidos pelo modelo puro de (4), cujo termo de atrito se restringe a parcela de regime permanente, nos mostrou a necessidade de se alterar o coeficiente de atrito durante os transitórios. Concluímos pelas comparações que o valor do coeficiente de atrito é bem aproximado para o regime permanente mas que existem diferenças durante o regime transitório exatamente devido a aceleração de fluido.

O amortecimento de uma variação de pressão é muito mais intenso na prática do que o mostrado com os resultados obtidos pelo modelo tradicional, mesmo de malha escalonada cruzada. A figura 2.1 no capítulo 2 mostra tipicamente bem as diferenças nos tempos de amortecimento entre o fenômeno real e o simulado por um código que não possua um coeficiente de atrito composto de duas parcelas: uma aplicada ao regime permanente e outra aplicada ao regime transitório como mostrado em (2.2).

A rede hidráulica é definida por vários tipos de elementos que serão chamados apenas de ENOS como tubos, bombas, válvulas, reservatórios, chaminés de

equilíbrio, VCAs. Estes elementos se conectam em entroncamentos chamados genericamente de NÓS. A regra principal é que não se deve conectar mais de um elemento não tubo a cada nó. Isso é decorrente do fato de se considerar todos os elementos que não sejam tubo como condições de contorno para os valores de pressão ou vazão nos nós. É evidentemente que se tivermos dois elementos não tubo em um NÓ existirão duas condições de contorno que não poderiam ser simultaneamente satisfeitas. Logo se deve tomar cuidado ao desenhar a rede de análise para que esta condição seja respeitada.

Em cada Nó pode-se também estabelecer uma demanda ou um vazamento constante que pode representar uma conexão a uma rede secundária, ou ainda, o objetivo da rede de cálculo que por imposição deverá ser atingido.

O elemento, aqui abreviado como ENO, possui por convenção dois nós, um de montante e outro de Jusante designados genericamente por N1 e N2. o sentido do escoamento é positivo, N1 para N2 por convenção.

Estas regras e definições básicas fazem parte do modelo de cálculo de redes que se suporta no método das características para resolver as equações da continuidade e quantidade de movimento em caráter unidimensional de um fluido escoando em tubos.

As equações que representam a conservação de massa do fluido e a quantidade de movimento do mesmo estão representadas em (4.74) e (4.75)

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{g \cdot A} \cdot \frac{\partial Q}{\partial x} = 0 \quad (4.74)$$

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + g \cdot A \cdot \frac{\partial H}{\partial x} + f \frac{Q|Q|}{2 \cdot g \cdot D} = 0 \quad (4.75)$$

aonde a pressão em m.c.a está relacionada por

$$H = \frac{P}{\rho g} + z \quad (4.76)$$

e a celeridade por

$$a = \frac{\sqrt{\beta / \rho}}{\sqrt{1 + \beta \cdot \frac{\partial A / A}{\partial p}}} \quad (4.77)$$

É muito importante ressaltar que estas equações conforme estão escritas admitem algumas hipóteses. Em particular a equação (4.75), da quantidade de movimento está considerando que o fluido é pouco compressível, conduto imóvel e ainda que  $V \frac{\partial V}{\partial x} \ll \frac{\partial V}{\partial t}$ . Note também que as mesmas já estão escritas na forma de vazão e pressão em metros. Se aplicarmos as mesmas hipóteses consideradas aqui às equações originais de BUGHAZEM; ANDERSON<sup>(14)</sup> teremos:

$$\frac{1}{\rho a} \frac{\partial P}{\partial t} + a \cdot \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad (4.78)$$

para a continuidade, que é equivalente à (4.74), e

$$\frac{\partial V}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + gJ = 0 \quad (4.79)$$

aonde agora o termo gJ passa a ser definido por uma componente de atrito de regime permanente e outra de regime transitório sendo:

$$gJ = \frac{fV|V|}{2.D} + k_3 \left( \frac{\partial V}{\partial t} - a \frac{\partial V}{\partial x} \right) \quad (4.80)$$

Logo as equações (4.74) e (4.75) podem ser escritas nos pares L1 e L2 passíveis de serem modificadas pelo conceito de derivada total e resolvidas pelo MOC.

$$L_1 = \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{g.A} \cdot \frac{\partial Q}{\partial x} = 0 \quad (4.81)$$

e

$$L_2 = \frac{\partial Q}{\partial t} + g.A \cdot \frac{\partial H}{\partial x} + f \frac{Q|Q|}{2.g.D} + k_3 \left( \frac{\partial Q}{\partial t} - a \frac{\partial Q}{\partial x} \right) = 0 \quad (4.82)$$

Estas equações de derivadas parciais não são integráveis analiticamente e utilizando-se do conceito de derivada total pode-se transformar estas equações em equações diferenciais ordinárias . Esta transformação explicada por WILLIE;STREETER<sup>(78)</sup> e por KOELLE<sup>(34)</sup> ,por exemplo, permite que se estabeleça pares de equações diferenciais ordinárias que são as duas retas características que indicam a natureza do fenômeno físico de propagação . A transformação destas equações que possuem o termo de atrito transiente nos levam as equações (4.83) e (4.84):

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{g.A}{a} \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{1}{(1+k_3)} f \frac{Q|Q|}{2.D.A} = 0 \quad \text{para} \quad \frac{dx}{dt} = \frac{a}{(1+k_3)} \quad (4.83)$$

e

$$\frac{\partial Q}{\partial t} - \frac{g.A}{a(1+k_3)} \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{1}{(1+k_3)} f \frac{Q|Q|}{2.D.A} = 0 \quad \text{para} \quad \frac{dx}{dt} = -a \quad (4.84)$$

As equações à esquerda do ponto P e a direita ficarão ligeiramente diferentes entre si quando determinarmos as expressões para a malha escalonada cruzada.

Para a malha cruzada existe um ponto de cálculo intermediário para a reta à esquerda e para a reta à direita do ponto P. A configuração da malha clássica está mostrada na figura 4.34 em que se verifica os pontos intermediários de cálculo denotados por E e D.

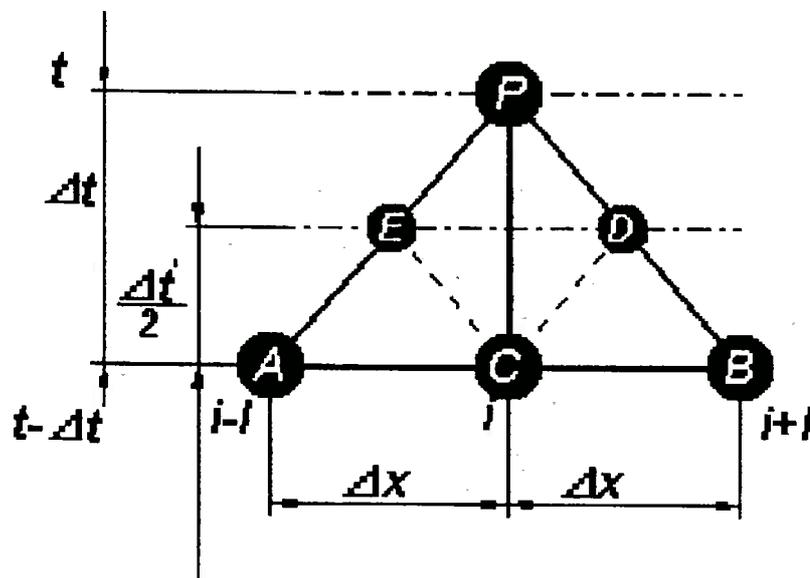


Figura 4.34— Malha de Cálculo sem o fator de atrito composto das parcelas estacionária e transitória

As novas as retas características de (4.83) e (4.84) desenhadas para a malha com passo de cálculo intermediário estão mostradas na figura 4.35

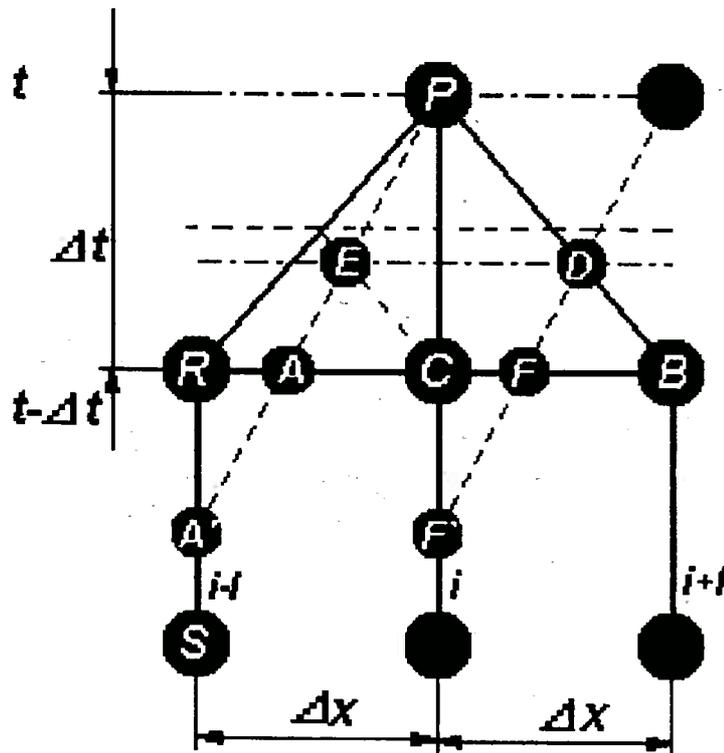


Figura 4.35 – Malha de Cálculo com fator de atrito composto

Podemos fazer uma analogia desse fenômeno físico de propagação com a transmissão de informação. Nas redes hidráulicas a informação é transmitida em um elemento tipo tubo através das mudanças de pressão  $H$  e variação dos valores de vazão  $Q$  a cada ponto  $P$  da malha de cálculo do tubo.

Alternativamente pode também ser vantajoso se obter os mesmos valores de pressão  $H$  e vazão  $Q$  no ponto  $P$  calculando-se previamente os valores transmitidos dos pontos  $A, B, C$  para os pontos  $L$  e  $F$ . Assim, conhecendo-se os valores nos pontos intermediários pode-se determinar  $H_P$  e  $Q_P$  no ponto  $P$ . Esta variação do método das características é conhecida como método cruzado.

Entretanto em virtude da introdução do termo de atrito composto tivemos que analisar novamente o método cruzado.

Estas equações , então, neste trabalho, estão apresentadas para a malha de cálculo cruzada em que consideramos o fator de atrito composto. A dedução das equações apresentadas abaixo se encontra no apêndice A .

Podemos pelas equações à esquerda do ponto P obter uma expressão para a pressão neste ponto em termos dos valores do instante anterior obtendo:

$$H_P = H_A + BQ_A - (B + R | Q_A |) \cdot Q_P \quad (4.85)$$

em que os valores no ponto A devem ser interpolados por meio dos valores conhecidos nos pontos R e C do instante anterior.

$$H_A = H_R + \frac{k_3}{k_3 + 1} (H_C - H_R) \quad (4.86)$$

$$Q_A = Q_R + \frac{k_3}{k_3 + 1} (Q_C - Q_R) \quad (4.87)$$

valendo para este lado os termos do método regular de impedância e de resistências mostrados em (4.88) e (4.89)

$$B = \frac{a}{g \cdot A} \quad (4.88)$$

$$R = \frac{f \Delta x}{2gDA^2} \quad (4.89)$$

aonde agora  $a$  é novamente a celeridade definida em (4.77) e representa a velocidade de transmissão de informação. D, o diâmetro do tubo, A a seção transversal de área do tubo, f o coeficiente de atrito da fórmula de perda de carga e g a aceleração da gravidade.

Entretanto as variáveis de estado no ponto P para a malha cruzada são obtidas por meio das equações nos pontos sua vizinhança ou seja os pontos

intermediários E e D .As equações relativas ao ponto intermediário E são dadas abaixo:

$$Q_E = \frac{H_A - H_C + BQ_A + B_{Dk}Q_C}{B + B_{Dk} + \frac{R|Q_A|}{2} + \frac{R|Q_C|}{2}} \quad (4.90)$$

$$C_E = H_A + BQ_A - \frac{R|Q_A|Q_E}{2} \quad (4.91)$$

$$B_E = B + \frac{R|Q_E|}{2} \quad (4.92)$$

em que

$$B_{Dk} = (1 + k_3) \cdot \frac{a}{g.A} \quad (4.93)$$

Do mesmo modo podemos pelas equações à direita do ponto P obter uma expressão para a pressão neste ponto em termos dos valores do instante anterior . Note que como enunciado as variáveis de estado neste ponto não são obtidas diretamente por (4.85) ou (4.94) mas sim pelos pontos E e D como mostrado em (4.100)

$$H_P = H_B - B_{Dk}Q_B + (B + R|Q_B|).Q_P \quad (4.94)$$

As equações relativas ao ponto intermediário D são:

$$Q_D = \frac{H_F - H_B + BQ_F + B_{Dk}Q_B}{B + B_{Dk} + \frac{R|Q_F|}{2} + \frac{R|Q_B|}{2}} \quad (4.95)$$

onde  $H_F$  é obtido por interpolação na linha de espaço:

$$H_F = H_C + \frac{k_3}{k_3 + 1} (H_B - H_C) \quad (4.96)$$

$$Q_F = Q_C + \frac{k_3}{k_3 + 1} (Q_B - Q_C) \quad (4.97)$$

e os demais coeficientes

$$C_D = H_B + B_{Dk} Q_B + \frac{R |Q_B| Q_D}{2} \quad (4.98)$$

$$B_D = B_{Dk} + \frac{R |Q_D|}{2} \quad (4.99)$$

E a pressão e vazão no ponto P dada finalmente por

$$H_P = C_E - B_E \cdot Q_P = C_D + B_R \cdot Q_P \quad (4.100)$$

$$Q_P = \frac{(C_E - C_D)}{(B_E + B_D)} \quad (4.101)$$

O fluxo de informação passa pelo Nó . Para cada Nó, como enunciado, poderemos associar uma demanda  $D_N(t)$  e ainda uma vazão  $Q_{PE}$  que advém do ENO não tubo que está ligado ao Nó.

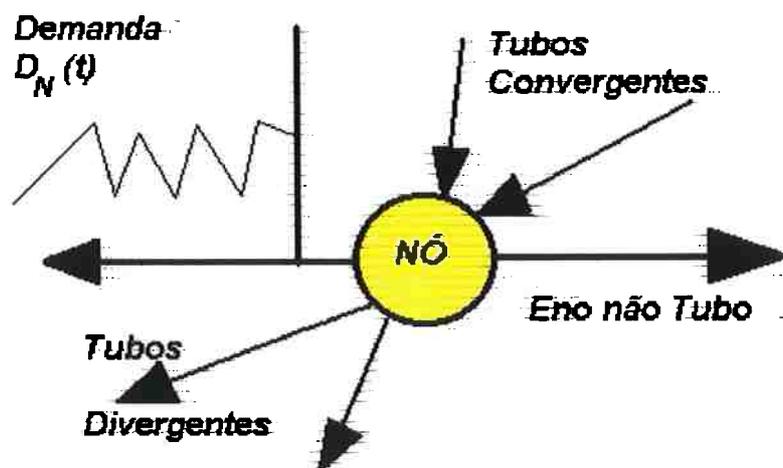


Figura 4.36– Nó da rede hidráulica

A equação do nó então é dada por (4.102)

$$Q_{PE} = E_N - B_N \cdot H_P \quad (4.102)$$

Aonde os coeficientes são:

$$E_N = \sum_{j=1}^{MC} \frac{C_E(j)}{B_E(j)} + \sum_{k=1}^{MD} \frac{C_D(k)}{B_D(k)} - D_N(t) \quad (4.103)$$

$$B_N = \sum_{j=1}^{MC} \frac{1}{B_E(j)} + \sum_{k=1}^{MD} \frac{1}{B_D(k)} \quad (4.104)$$

Estes coeficientes  $E_N$  e  $B_N$  são valores conhecidos no instante (t) em cada um dos nós do ENO. Se analisarmos os nós de montante e jusante do ENO e aplicarmos as equações (4.103) e (4.104) iremos obter os seguintes coeficientes associados aos nós:

$$B_{N1} = \sum_{k=1} \frac{1}{B_D(k)} \quad (4.105)$$

$$B_{N2} = \sum_{j=1} \frac{1}{B_E(j)} \quad (4.106)$$

$$E_{N1} = \sum_{k=1} \frac{C_D(k)}{B_D(k)} \quad (4.107)$$

$$E_{N2} = \sum_{j=1} \frac{C_E(j)}{B_E(j)} \quad (4.108)$$

A variável desconhecida em (4.102) é a pressão no ponto P  $H_P$ . Um elemento não tubo como uma válvula de controle automático por exemplo, representa uma condição de contorno no equacionamento e irá definir ou impor esta variável desconhecida. A condição de contorno tem uma diferença de pressão  $H_{PE} = H_{P2} - H_{P1}$  definida por

$$H_{PE} = E_E - B_E Q_{PE} \quad (4.109)$$

Aonde os coeficientes são

$$E_E = \frac{E_{N1}}{B_{N1}} - \frac{E_{N2}}{B_{N2}} \quad (4.110)$$

$$B_E = \frac{1}{B_{N1}} + \frac{1}{B_{N2}} \quad (4.111)$$

A equação (4.109) é a equação de compatibilidade entre a rede e o ENO não tubo. Os valores  $E_N$  e  $B_N$  estão relacionados ao efeito dinâmico transmitido através da rede pelo ENO não tubo. Estes valores dependem do estado da rede no instante de cálculo anterior ( $t-\Delta t$ ).

Os ENOs não tubo recebem estas informações da rede através dos coeficientes  $E_E$  e  $B_E$  pela equação (4.109). Esta informação é usada de acordo com as características no ENO não tubo que em função disso impõe um valor  $Q_{PE}$ . As características do ENO não tubo podem ser escritas genericamente como sendo uma função de  $Q_{PE}$ .

$$H_{PE} = H_{P2} - H_{P1} = \phi(Q_{PE}) \quad (4.112)$$

Se combinarmos a equação (4.112) com a equação da rede (4.109) obteremos uma relação genérica que é justamente responsável pelo acoplamento entre a rede hidráulica e sua característica dinâmica com a condição de contorno estabelecida pelo ENO não tubo.

$$\mathcal{F}(Q_{PE}) = \Phi(Q_{PE}) + B_E Q_{PE} - E_E = 0 \quad (4.113)$$

Essa característica do ENO não tubo é então transmitida à rede pela variável de retorno  $Q_{PE}$ . Assim com esse tipo de acoplamento podemos afirmar que o ENO não tubo, ou seja a condição de contorno, passa a integrar a personalidade da rede hidráulica.

Para qualquer tipo de ENO não tubo podemos substituir em (4.113) o valor da função  $\Phi(Q_{PE})$  obtendo

$$Q_{PE} | Q_{PE} | + F \cdot Q_{PE} + G = 0 \quad (4.114)$$

Para o caso de uma válvula a função  $\Phi(Q_{PE})$  é dada por

$$H_{PE} = H_{P2} - H_{P1} = C_{DV} Q_{PE} | Q_{PE} | \quad (4.115)$$

Onde  $C_V$  é um coeficiente que engloba o coeficiente de perda de carga  $\xi(\alpha)$  que por sua vez é igual ao coeficiente  $C_{DV}$  mostrado em (4.2) .

$$C_V = \frac{1}{\sqrt{2 \cdot g \cdot A_0 \cdot \xi(\alpha) + 1}} \quad (4.116)$$

Combinando-se ainda (4.114) com (4.115) obtém-se a equação final de acoplamento do ENO não tubo com a rede (4.117)

$$Q_{PE} = \frac{2G}{F + \sqrt{F^2 + 4|G|}} \quad (4.117)$$

aonde

$$F = \frac{B_E}{C_V} > 0 \quad (4.118)$$

$$G = -\frac{E_E}{C_V} \quad (4.119)$$

Assim a condição de contorno simulada em conjunto com a rede hidráulica é obtida a partir do conhecimento dos coeficientes da rede hidráulica e pressões nos nós no instante anterior ( $t-\Delta t$ ) e pela resolução numérica sequencial das seguintes equações:

- (4.14) Equação da continuidade no diafragma -  $P_L$
- (4.41) Equação da continuidade no diafragma do piloto -  $p_{LP}$
- (4.30) Equação diferencial de 2ª ordem do movimento de  $y_{p1}$
- (4.35) Equação diferencial de 2ª ordem do movimento de  $y_{p2}$
- (4.1) Equação diferencial de 2ª ordem do movimento de  $y$
- (4.114) Equação do acoplamento hidráulico com a Rede.

#### **4.4) Análise de frequências de trabalho do sistema Rede- VCA**

O acoplamento do cálculo da condição de contorno da VCA com o cálculo do escoamento unidimensional da Rede hidráulica não é imediato. Existe ainda um detalhe físico que deve ser levado em conta quando se implementa esse tipo de simulação.

Os sistemas , rede, VCA e o piloto operam em frequências diferentes e as respectivas equações devem ser calculadas em intervalos de tempo próximos da frequência natural de operação dos respectivos. Em resumo isso significa que a condição de contorno global da VCA é iterada em intervalos de tempo que podem ser subdivisões de um intervalo de tempo de cálculo da rede. Ou seja as equações da VCA podem ser calculadas várias vezes para cada passo de cálculo da rede. Tudo depende também do tempo mínimo de cálculo estipulado para a rede, que é função do comprimento dos tubos, de sua celeridade, e do número de divisões impostas aos mesmos.

O sistema da VCA, é composto basicamente por três subsistemas massa mola amortecedor. O primeiro sistema é o que inclui obturador , sua mola e o diafragma principal e é descrito pela equação de  $y$  (4.1) . O segundo sistema é

o que inclui o diafragma do piloto, a haste, e a mola do piloto que é descrito pela equação de  $y_{p1}$  (4.30). O sistema da mola de retorno descrito pela equação de  $y_{p2}$  (4.35) constitui um terceiro sistema, mas que têm caráter secundário pois está normalmente em desequilíbrio e permanece encostado ao limite imposto por  $y_{p1}$ .

As três equações que descrevem estes subsistemas são equações diferenciais não homogêneas que representam sistemas de vibração amortecida de 2ª ordem do tipo :

$$m \ddot{y}(t) + c \dot{y}(t) + ky(t) = F(t) \quad (4.120)$$

Que também podem ser escrita se considerando apenas a parte homogênea como:

$$\ddot{y}(t) + 2\zeta\omega_n \dot{y}(t) + \omega_n^2 y(t) = 0 \quad (4.121)$$

em que  $\omega_n$  é a frequência natural do sistema e  $\zeta$  o coeficiente de amortecimento que é calculado por (4.107)

$$\zeta = \frac{c}{2m\omega_n} \quad (4.122)$$

e a frequência natural por

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (4.123)$$

e a frequência de amortecimento identificada por

$$\omega_d = \sqrt{(1-\zeta^2)} \cdot \omega_n \quad (4.124)$$

Analisando-se a equação (4.1) e comparando-a com (4.106) podemos obter o termo determinante da frequência natural e o coeficiente de amortecimento:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{T_2}{M}} \quad (4.125)$$

Desprezando-se o termo menor de  $T_2$  temos finalmente :

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K}{M}} \quad (4.126)$$

que é igual aproximadamente a 136.3 Hz uma vez que  $K= 24.15 \text{ N/mm}$ .

Isso significa que o período desse sistema é igual a 0.0045 s.

O coeficiente de amortecimento do sistema de (4.1) é igual a

$$\zeta = \frac{T_1}{2\omega_n} = \frac{L.C_{dv}.w_v \sqrt{2\rho |P_1^{(t-\Delta)} - P_2^{(t-\Delta)}|}}{2M\omega_n} \quad (4.127)$$

que representa um valor variável função do coeficiente de perda de carga na VCA e da variação da pressão entre os nós de jusante e montante.

Da mesma maneira se analisarmos a equação de  $y_{p1}$  (4.30) veremos que a frequência natural será dada por

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K_{p1}}{m_1}} \quad (4.128)$$

que é um valor extremamente alto de cerca de 1798.6 Hz uma vez que a Mola principal do sistema piloto possui um coeficiente de rigidez bastante alto.

Isto significa um período de cálculo de 0.00055s ou seja que para cada 0.0045s segundos de interação no cálculo de  $y$  por (4.1) deveremos ter procedido 8 interações de cálculo de  $y_{p1}$ .

Este período é o intervalo de tempo mínimo usado para o cálculo de uma válvula de 3 polegadas .

A equação (4.35) embora normalmente em desequilíbrio também precisa ser checada em um intervalo de tempo mínimo também. Da mesma maneira que

em (4.113) chegamos a um valor de cerca de 464 Hz para este sistema o que significa um intervalo de tempo de 0.0021 s. Ou seja que no intervalo macro de cálculo da condição de contorno da VCA de 0.0045s deveremos checar a equação (4.35) 2 vezes. Assim para o cálculo da condição de contorno vale o seguinte esquema de tempo.

### ***Divisão de intervalos para a simulação da VCA***

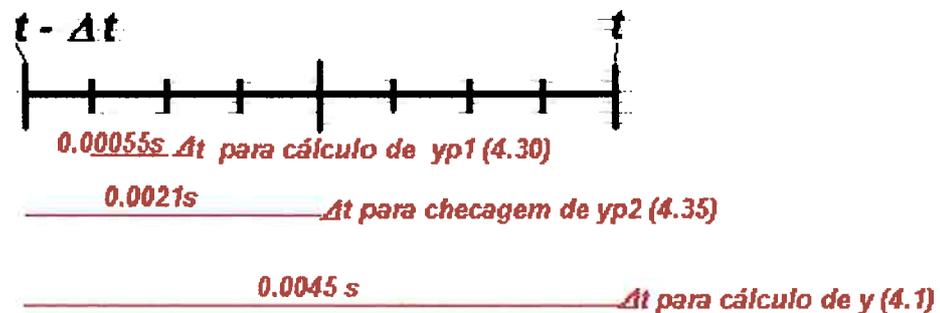


Figura 4.37 – Divisão dos intervalos de tempo de cálculo

Este esquema de tempo é sempre estabelecido durante o cálculo de regime permanente da rede. Em função das variáveis geométricas o programa avalia os intervalos de tempo. Durante o cálculo do regime transiente cada equação será avaliada em seu intervalo mínimo. Evidentemente que o intervalo mínimo de cálculo da rede pode ainda ser diferente do intervalo maior para o cálculo da VCA, que por sua vez, é definido por (4.1). Ou seja, o próprio intervalo de cálculo da VCA pode ser uma subdivisão do intervalo de cálculo da rede. É até desejável que o intervalo de cálculo para a rede seja igual ao intervalo requerido pela (4.1) da VCA. Se o intervalo mínimo para a rede for menor que

o intervalo mínimo para o cálculo da VCA teremos que calcular a VCA no tempo da rede.

O intervalo de cálculo para a rede é obtido de

$$\Delta t_{\min} = \left( \frac{L}{a} \right)_{\min} \quad (4.129)$$

Ainda para a equação de  $y_{p1}$  o coeficiente de amortecimento fica definido por :

$$\zeta = \frac{W_{11}}{2\varpi_n} = \frac{L_{p1} \cdot C_{Df} \cdot A_f \sqrt{2\rho | P_2^{(t-\Delta t)} - P_{LP}^{(t)} |}}{2m_1\varpi_n} \quad (4.130)$$

e para a equação de  $y_{p2}$  esse coeficiente sai de

$$\zeta = \frac{W_{12}}{2\varpi_n} = \frac{L_{p2} \cdot C_{Dp} \cdot \omega_p \sqrt{2\rho | P_L^{(t)} - P_2^{(t-\Delta t)} |}}{2m_2\varpi_n} \quad (4.131)$$

Nos exemplos calculados nesta tese, que são relativos a rede do laboratório utilizado, usamos um intervalo de cálculo mínimo para a rede de 0.01s. O que significa que a equação da VCA, do movimento da obtuador, era calculada no mínimo 2 vezes dentro deste intervalo de tempo.

Simulando-se a equação (4.1) por Euler, Runge-Kutta e Runge-Kutta-Fehlberg podemos verificar o comportamento típico da equação para diferentes valores de coeficiente de amortecimento sub-amortecido. As respostas calculadas pelos três métodos são numericamente idênticas. As simulações foram feitas para uma mesma condição inicial e mesma frequência, variando-se apenas o coeficiente de amortecimento. As figuras 4.38 4.39 e 4.40 mostram o comportamento da equação calculada pelos diferentes métodos. A figura 4.41 mostra ainda a resposta típica obtida por Runge-Kutta quando o coeficiente de amortecimento é maior que 1.

**Método de Euler ,  $\omega_n=4\text{rad/s}$ ,  $v_0=10\text{in/s}$**

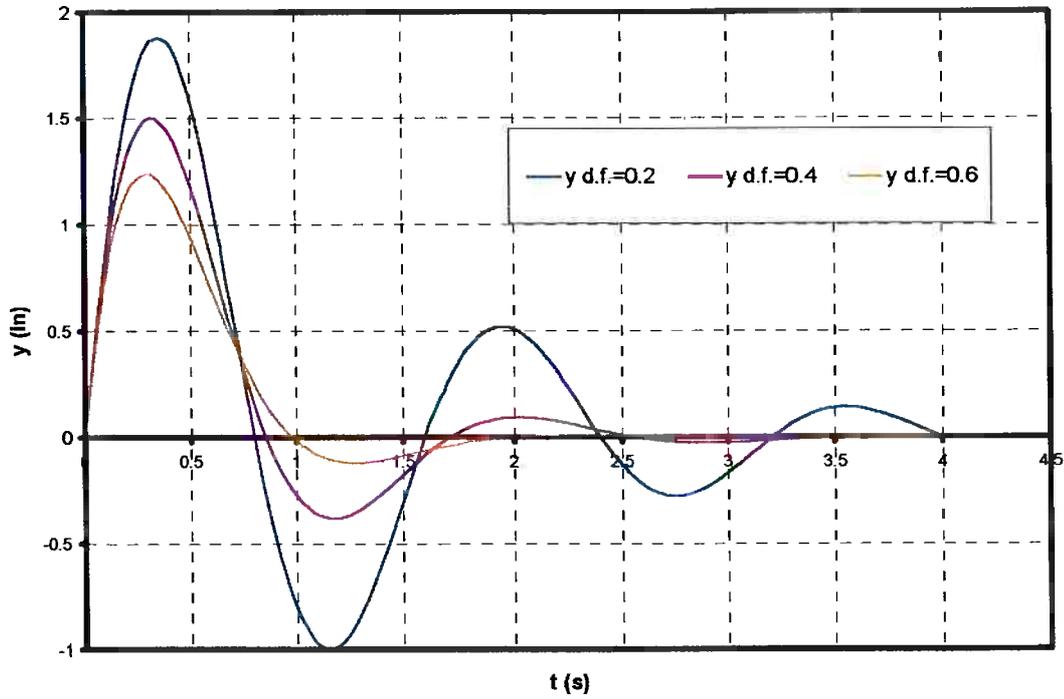


Figura 4.38– Comparação da resposta de  $y$  (4.1) por Euler

**Método de Runge-Kutta 4,  $\omega_n=4\text{rad/s}$ ,  $v_0=10\text{in/s}$**

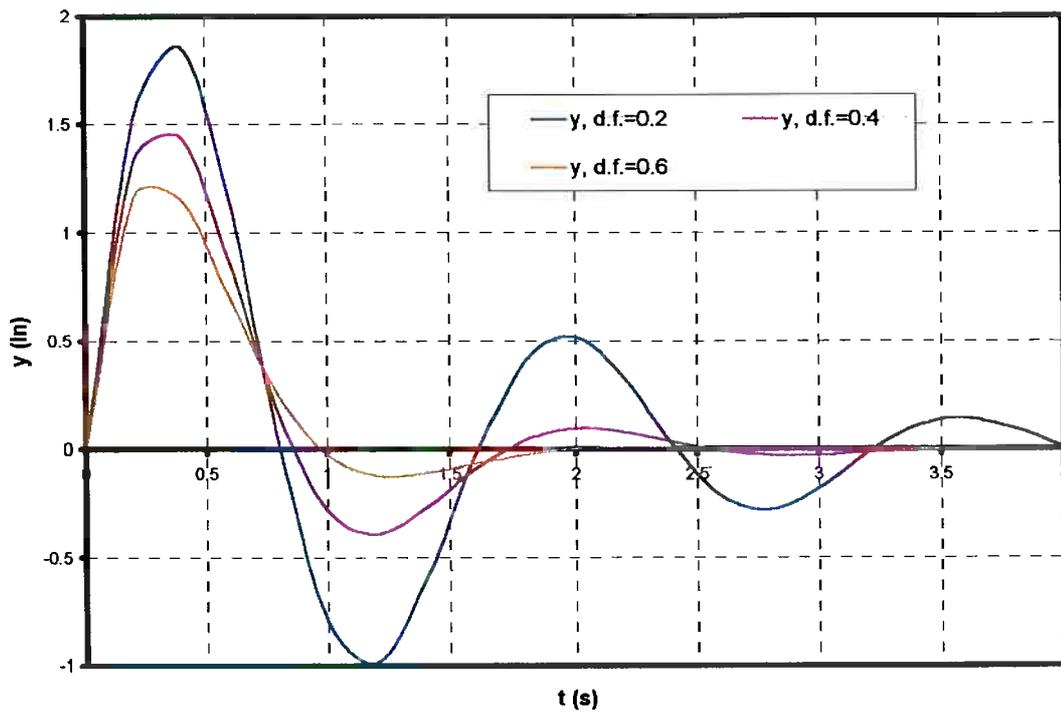


Figura 4.39– Comparação da resposta de  $y$  (4.1) por Runge-Kutta

Runge-Kutta-Fehlberg,  $\omega_n=4\text{rad/s}$ ,  $v_0=10\text{in/s}$

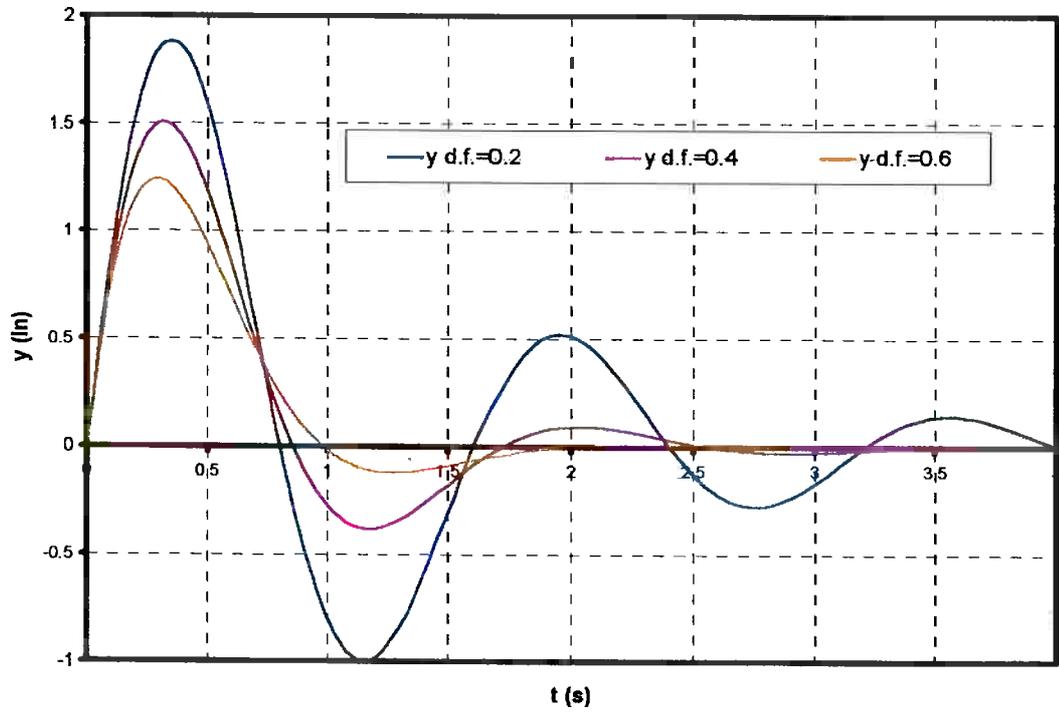


Figura 4.40– Comparação da resposta de  $y$  (4.1) por Runge-Kutta-Fehlberg

Runge-Kutta 4,  $\omega_n=4\text{rad/s}$ ,  $v_0=50\text{in/s}$

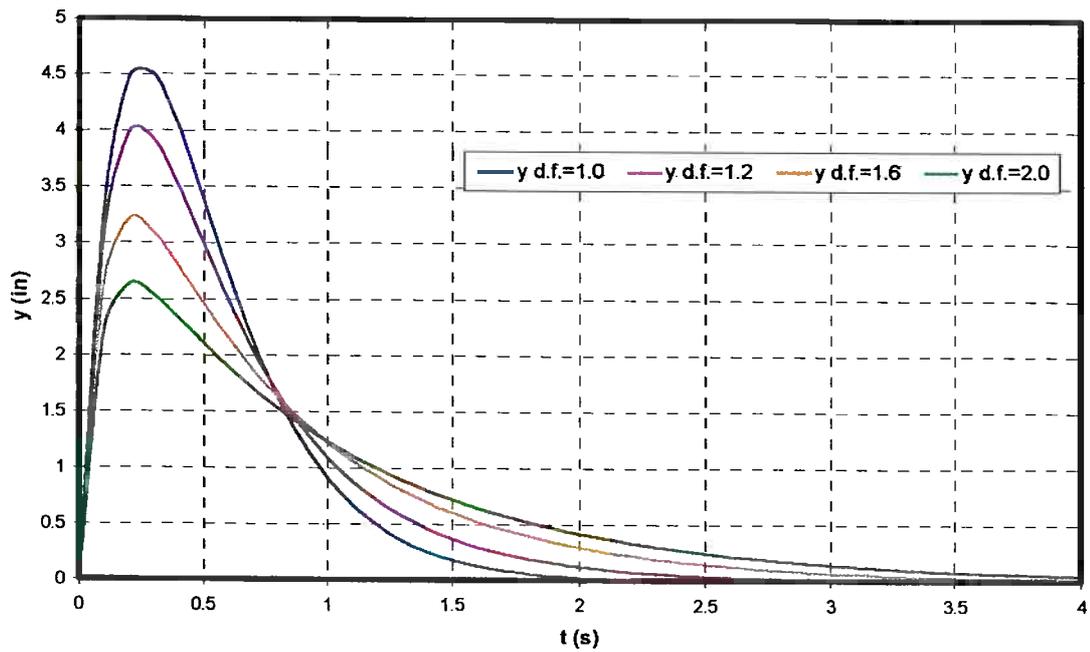


Figura 4.41– Comparação da resposta de  $y$  (4.1) sobre amortecida

## **5.0) O Ensaio Hidráulico Experimental**

Para calibração do modelo matemático da VCA foi necessário se realizar uma série de ensaios experimentais em uma bancada de testes dotada de uma linha de pressão e válvulas de controle automáticas. A calibração do modelo matemático através da comparação dos resultados experimentais é de significativa importância para comprovação da proposição desta tese. A descrição dos recursos utilizados para a medição experimental, bem como a aplicação de um protótipo de um regulador para redes hidráulicas, estão descritos neste capítulo.

### **5.1) A bancada de testes utilizada para os ensaios**

A bancada usada para os testes foi cedida pela empresa BARBARÁ de Barra Mansa no Estado do Rio de Janeiro. A bancada possui uma série de válvulas de controle automático da marca BERMAD série 700 e dispostas em uma rede. Esta rede é dotada de uma linha ou tubo principal ao qual se conectam outras ramificações secundárias. Com isso pode-se, fechando-se algumas válvulas de bloqueio, selecionar uma rede de testes contida na rede maior. Assim de acordo com o tipo de válvula que se pretende testar se pode variar o desenho da rede se fechando ou se abrindo adequadamente as ramificações. A água escoava pela rede de tubos impulsionada por uma bomba KSB Meganorm de tamanho 32-300 com queda manométrica de 60 m.c.a para uma vazão de 30 m<sup>3</sup>/h operando a 3500 rpm. A jusante da bomba existe uma válvula solenóide operada a baixa tensão que pode ser acionada remotamente por um

dispositivo de sincronização ou computador. Uma série de tubos de ferro fundido no diâmetro de 3 polegadas conectam esta válvula à válvula de controle de pressão que escolhemos para ser testada. A distância entre a válvula solenóide e a VCA de controle de pressão perfaz 8.2 metros. O esquema abaixo da figura 5.1 ilustra a rede escolhida. O desenho da figura 5.2 mostra a visão completa da bancada de testes da BARBARÁ.

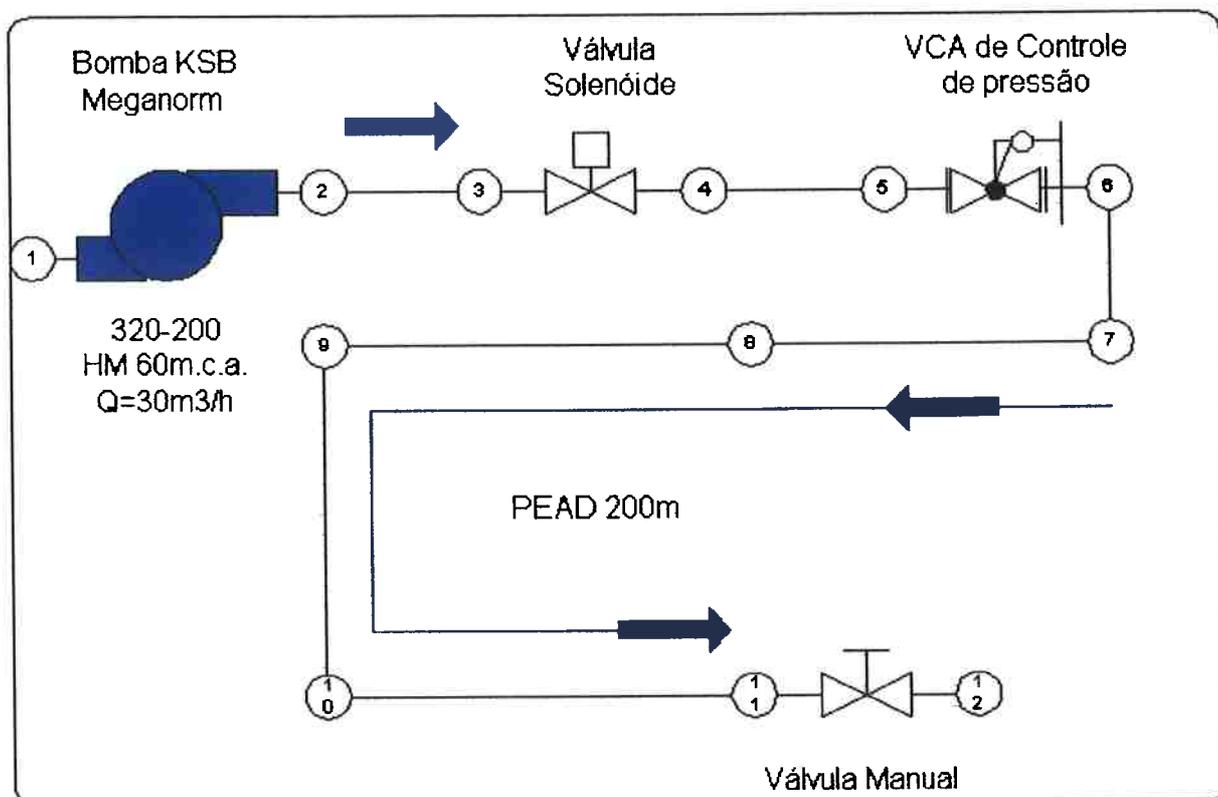


Figura 5.1 – Esquema da rede usada para testes





A jusante da VCA se encontra ainda uma tubulação de cerca de 2.8 m até o ponto que se alcança uma segunda VCA, que permaneceu desativada e fechada. Entretanto uma conexão à montante desta Segunda VCA permitiu a ligação de uma PEAD de 200 metros de comprimento que teve sua Segunda extremidade ligada a jusante desta VCA. O PEAD, que é uma mangueira de PVC com certa flexibilidade de 19.05 mm de diâmetro, foi usada para se verificar mais nitidamente o comportamento da onda de pressão. O PEAD é o meio típico pelo qual as distribuidoras de água fazem a ligação dos pontos de distribuição das casas à rede principal de suprimento que passa nas ruas. O PEAD possui uma celeridade baixa e permite que se visualize o fenômeno do aumento de pressão e as ondas de choque de maneira mais nítida. Em uma tubulação curta de ferro fundido seria difícil se detectar de forma nítida a onda de choque gerada no transiente hidráulico.

A foto da bancada de testes e demonstração da BARBARÁ está mostrada nas figuras 5.3 e 5.4. Nestas figuras podemos reconhecer uma parte do equipamento de medição utilizado. A medição experimental foi uma parte muito importante no desenvolvimento deste trabalho. Apesar das condições para medição serem do tipo adequado para trabalhos em campo e não exatamente para trabalho em laboratório observamos que os dados colhidos foram extremamente importantes para se corrigir e calibrar o equacionamento proposto. A medição experimental é condição necessária não só à calibração da condição de contorno mas à calibração de todo o sistema. Foi através dos dados colhidos na bancada de testes da BARBARÁ que fomos obrigados a procurar um modelo que considerasse a parcela não estacionária do termo de atrito.



Figura 5.3 – Bancada de testes de Válvulas da BARBARÁ

Nitidamente as simulações executadas com o modelo que não continha o termo de atrito composto não poderiam ser ajustadas aos dados colhidos. A modificação pura e simples do valor do termo de atrito permitia a redução das amplitudes de sobrepressão, mas não reduziria o amortecimento. Este, por sua vez, na prática, é bem significativo. Não há uma propagação de ondas de choque durante um espaço de tempo prolongado neste tipo de ensaio com este diâmetro, comprimento e tipo de tubo. O modelo clássico permite que se obtenha os valores de regime permanente inicial e final de modo bastante aproximado, mas a passagem de um permanente para outro de modo direto não ocorre no tempo real pois falta um componente que garante um amortecimento mais rápido.



Figura 5.4 – Bancada de testes de Válvulas da BARBARÁ

A figura 5.6 mostra o detalhe da bomba da instalação e a figura 5.7 mostra o detalhe da válvula solenóide acionada a jusante da bomba.



Figura 5.6 – Bomba da rede da bancada de Testes

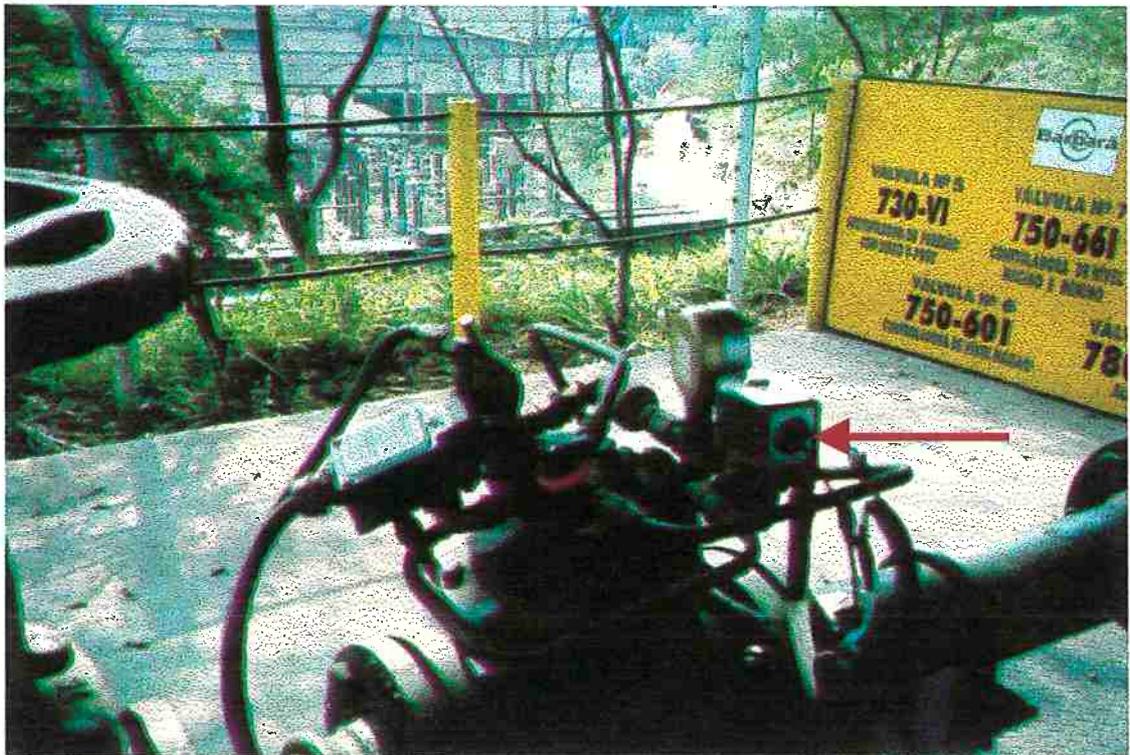


Figura 5.7 – Válvula solenóide a jusante da Bomba

A figura 5.8 mostra o PEAD que estava acoplado a tubulação de ferro fundido.



Figura 5.8 – PEAD

## 5.2) O Equipamento de medição utilizado

Foram medidos na bancada de testes dados de pressão e o posicionamento da VCA selecionada. Os dados de pressão foram medidos em 4 posições distintas da rede hidráulica selecionada. Alguns testes foram feitos medindo-se a pressão a montante e a jusante do tubo PEAD de 200 metros e outros testes foram feitos medindo-se a pressão a montante e a jusante da própria VCA. Para todos os testes sempre foi medida a posição da haste da VCA. A figura 5.9 mostra as posições em que foram feitas as medições de pressão.

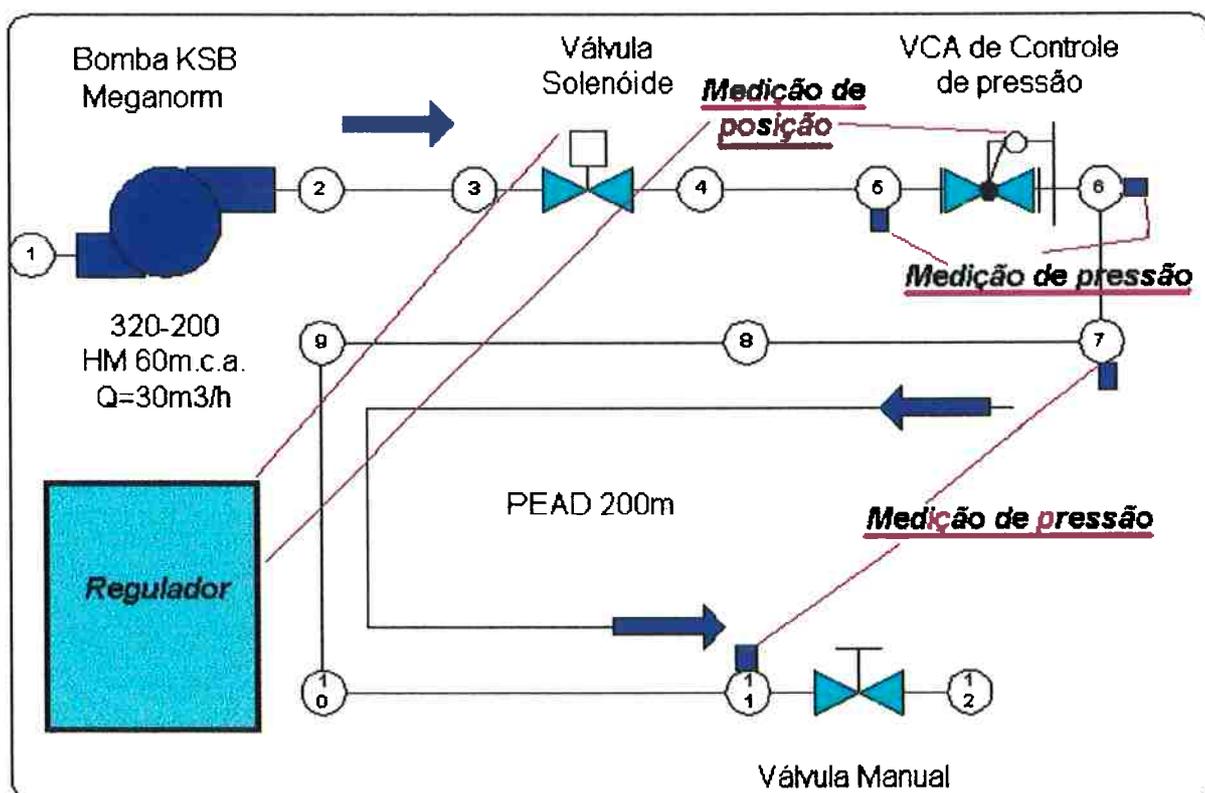


Figura 5.9 – Pontos de medição na instalação da BARBARÁ

Um regulador especialmente construído era o responsável por adquirir os dados de posicionamento da VCA, sincronizar as manobras acionando a

válvula solenóide, e executar a simulação matemática através do simulador proposto.

#### 5.2.1) O Regulador de Redes

O regulador tem por base a arquitetura PC. A este PC foram adicionadas duas placas ou interfaces eletrônicas que controlam 8 entradas digitais, 7 entradas analógicas e 8 saídas digitais. O regulador tem a capacidade de adquirir dados provenientes de transdutores de pressão, através da variação de tensão podendo gerenciar até 6 entradas deste tipo se reservarmos uma para a aquisição dos dados de posicionamento. O regulador dispõe dessa interface apesar de termos usamos neste trabalho uma outra, independente, para adquirir os dados de pressão uma vez que esta precisou de menos ajustes. O regulador também possui um programa específico para leitura de dados e é capaz de acionar 8 saídas de média carga. Uma das saídas foi usada para acionar a válvula solenóide e sincronizar as manobras com a aquisição dos dados.

A idéia deste protótipo é de se constituir uma unidade única capaz de medir, simular e comparar estes dados num tempo real. Este objetivo não foi exatamente alcançado durante as medições que foram feitas na bancada de testes pois descobrimos que seriam necessários muitos ajustes no modelo matemático para obter um resultado transitório pelo menos aproximado, principalmente na comparação das variações instantâneas de pressão. Os dados de regime permanente puderam ser calculados sem problemas.

A opção de se construir um regulador próprio também está ligada a nossa pesquisa de avaliarmos a possibilidade de se simular manobras em redes em tempo real, e compararmos estes dados instantaneamente com dados medidos. Com um projeto simples e próprio ter-se-ia mais flexibilidade em possíveis ajustes eletrônicos, e de programação, que são sempre necessários para simulação e comparações desse tipo.

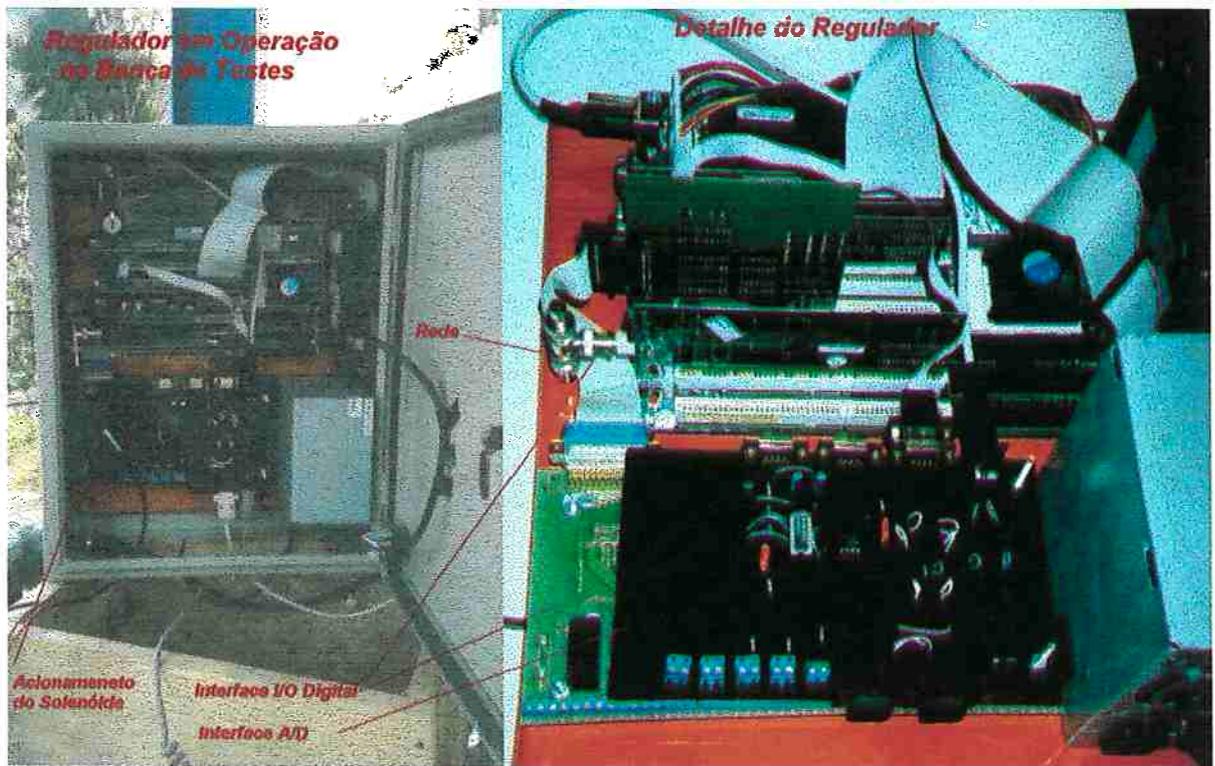


Figura 5.10 – Regulador de Redes.

#### 5.2.1.1) Interfaces do Regulador :

A primeira interface basicamente usa o "slot" padrão ISA como conector padrão e via de comunicação padrão com o PC. Esta interface lê oito entradas digitais e consegue controlar 8 saídas digitais através da base baixo e alto "Pegel", ou seja através do controle de tensão de 0V e +5V.

Basicamente esta primeira interface é constituída por duas placas. A primeira placa se liga ao barramento do PC. A segunda está ligada a primeira por meio de um conector de 25 pinos à primeira placa. Esta segunda está dividida ainda em 2 subgrupos, que controlam as saídas físicas por meio de relés e as entradas de corrente por meio de acoplamentos óticos.

Para cada um dos canais de entrada se encontram duas conexões disponíveis. Uma corrente contínua ou alternada de 4 a 60 V pode ser ligada aos ramais b e c de cada um dos terminais de entrada. Para tensões contínuas ou alternadas de 40 a 250 V são designados os terminais a e c.

As saídas são providas de 8 relés dispostos com fusíveis de 2 A. Através de comandos de impressão em portas lógicas pode-se acionar os relés simultânea ou alternadamente. Da mesma maneira através de comandos de leitura de estado em portas lógicas pode-se executar verificações nos terminais da entrada desta interface.

A placa que vai acoplada ao PC por meio do barramento tem a função de decodificar os endereços, administrar o a fila de dados "bus", gerenciar as entradas e guardar o valor intermediário dos registradores de saída.

O decodificador de endereços tem a função de guardar em fila os dados binários de 8 dígitos e de selecionar qual endereço irá ser acionado. (CI3 e CI4). A figura 5.11 mostra o esquema eletrônico da primeira placa desta interface.

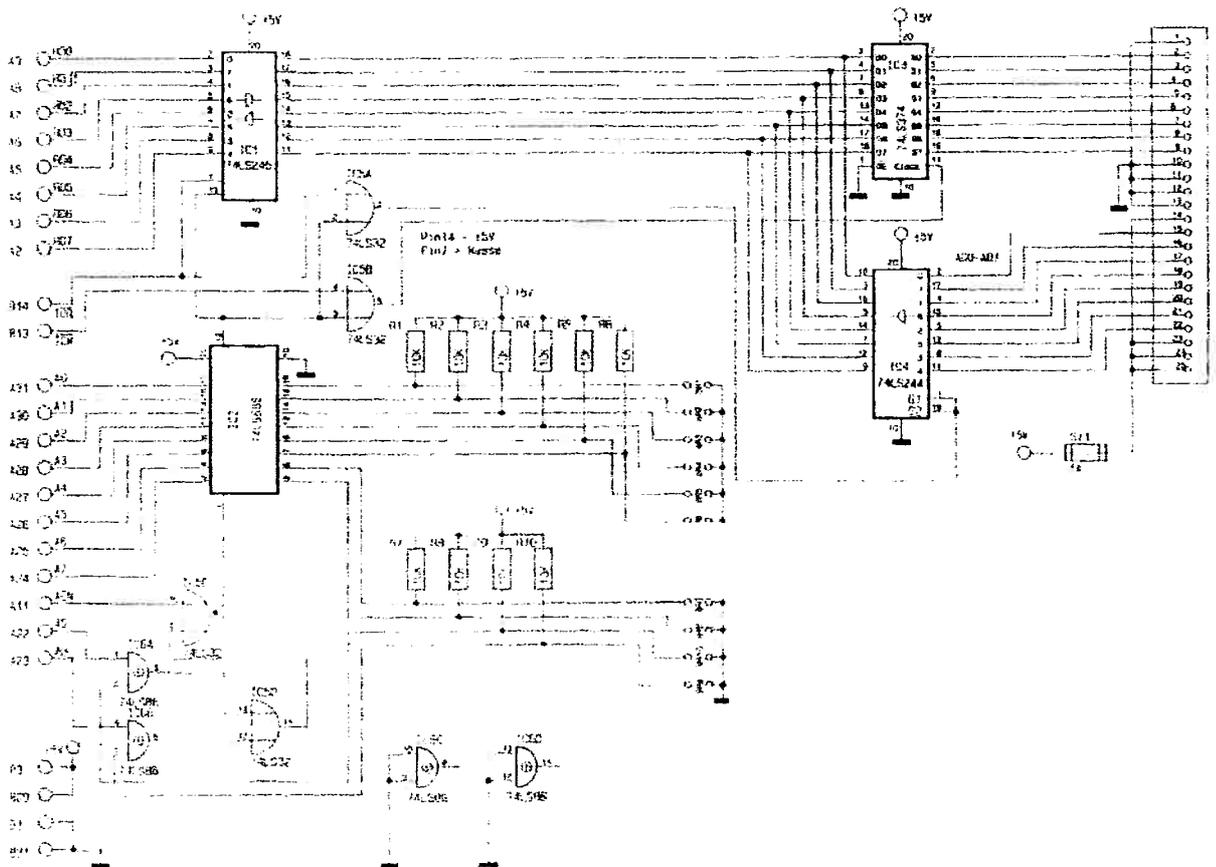


Figura 5.11 – Interface 1 – Acoplamento ao PC

A administração da fila de dados é feito pelo CI bidirecional C11. O acionamento do orientador de dados ocorre pelo barramento de leitura IOR.

Esta interface usa apenas um endereço para entrada e saída que pode ser decodificado em 10 bits. Assim, através das pontes BR1 até BR10 se seleciona o endereço de comunicação. A interface encontrar-se-á ativa somente quando os 10 endereços no bus estiverem de acordo com o endereço selecionado.

As saídas dos CIs 6 A e 6 B se encontram no baixo Pegel quando o estado do bit de endereçamento A9 coincidir com BR10 e, também, o estado de A8 coincidir com o BR9.

Se a contadora de comando AEN também estiver com o mesmo estado de baixo Pegel, torna-se liberado o comparador de 8 bits C12. Se o "Pegel lógico

dos bits de endereçamento 0 a 7 e as pontes BR1 até BR8 forem coincidentes , então aparecerá um baixo "Pegel" no pino 19 de CI 2.

Caso haja um comando de leitura de estado a tomada de leitura IOR irá emitir um baixo "Pegel". Neste ponto ficam liberados os CIs 5 e o gerenciador do Bus irá transpor os dados do conector de 25 pinos para o barramento de dados e estes irão ser transportadas através da interface bidirecional CI1 para o bus de dados do processador central do PC.

Caso haja um comando de impressão , para acionar um dos 8 relés do sistema, iremos ativar a tomada de impressão IOW. Este baixo "Pegel" irá comandar a saída do CI5B para baixo "Pegel" e espera-se que os dados de comando armazenados no buffer de CI1 sigam para o CI3 que é um armazenador de registros. A partir deste ponto os dados ficarão disponíveis no conector de 25 pinos e passam automaticamente a segunda placa da interface.

A segunda placa desta interface originalmente encontra-se conectada a primeira por meio de um cabo de 25 pinos. Esta segunda placa possui então também dois grupos construtivos como pode ser observado nas figuras 5.12 e 5.13. O primeiro grupo é composto por 8 circuitos, através dos quais é possível se determinar se existe tensão contínua ou alternada passando pelas contadoras de cada um dos terminais. O segundo grupo é composto por 8 circuitos também que irão ligar ou desligar o relé de acordo com o estado dos pinos de endereçamento.

Para o grupo de leitura temos que, através dos terminais "a" a tensão de comando passa pelos diodos e por um resistor e chega ao terminal de entrada de um acoplamento ótico (CI1 a CI8).

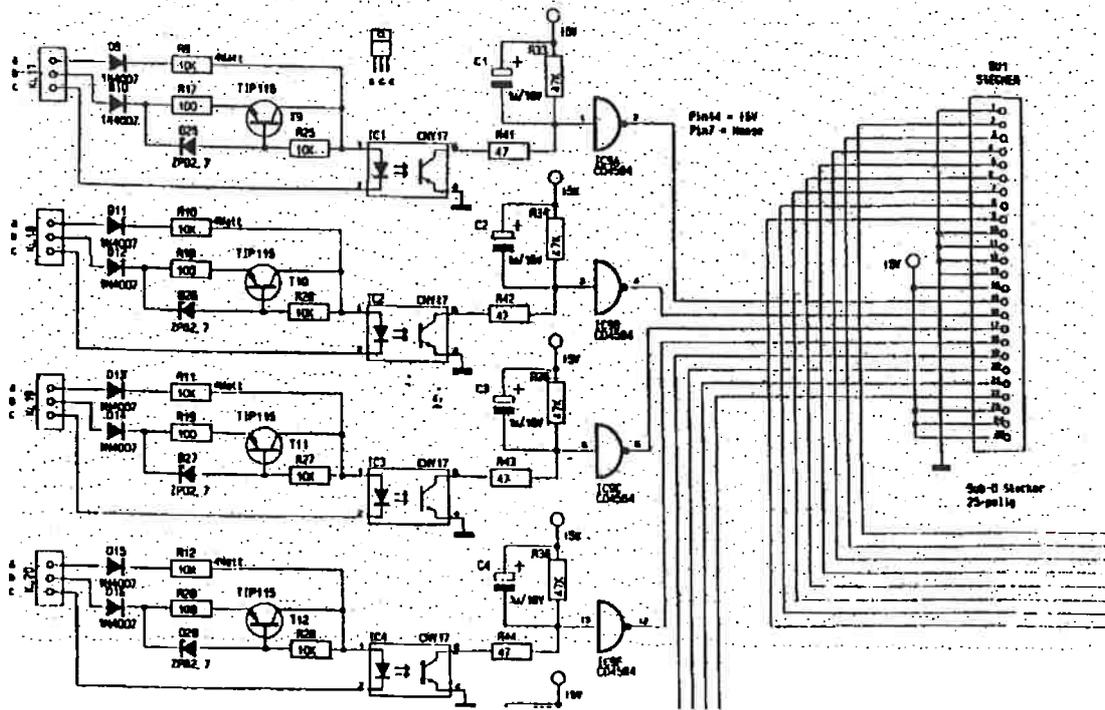


Figura 5.12 – Interface 1 do Regulador Eletrônico – Entradas digitais

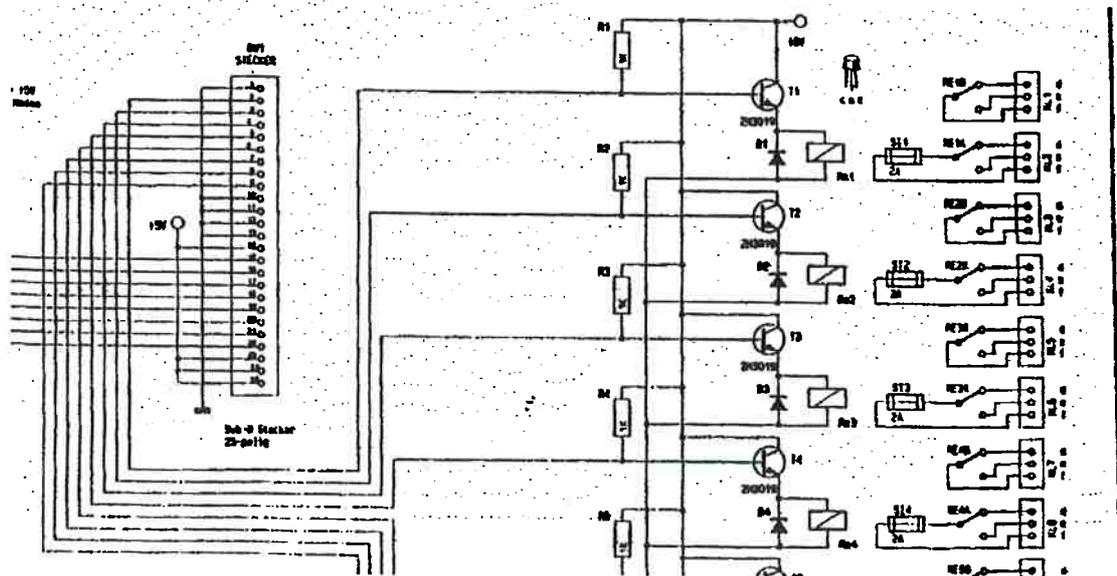


Figura 5.13 – Interface 1 do Regulador Eletrônico – Saídas digitais

As entradas mais baixas de 4 a 60 V entram pelo terminal “b” da contatora. Esta corrente passa também pelo circuito formado pelo resistor, transistor e chega a entrada do diodo ótico do acoplamento “opto-koppler”. O terminal c, e

o neutro e fecha o circuito no diodo ótico. O acoplamento ótico se constitui em um isolador do circuito externo com o circuito da placa. Se existir tensão nos terminais o diodo ótico se acionará e o acoplamento ótico, através do circuito composto, irá colocar um alto "Pegel" constante na saída do respectivo CI. A frequência do circuito está fixada em 5 Hz. Ou seja esta é frequência limite para se detectar presença de corrente entre a leitura em uma entrada e a leitura na outra entrada.

O outro grupo construtivo dessa segunda placa é composto pelo circuito de acionamento de relés. Este acionamento ocorre pelo transistor de potência.

O acionamento de cada uma das saídas é efetuado pelo programa controlador que escreve em Port [\$300] um número decimal convertido de um binário de 8 dígitos cuja codificação aciona o módulo do transistor de potência. O programa exemplo para leitura e acionamento da interface está mostrado abaixo

```

program Ausgabe;
uses dos,crt,printer,graph;
{Programa para teste de I/O Inteface DIGITAL}
{Global Variables}
Type Str8 = String[8];

Var Zeile:Str8;
    i:integer;
    st:string[10];
{Dezimal: Conversion Binary to Decimal}
Function Dezimal(Zeile: Str8):Byte;
Var Zahl,I: Byte;
begin
    Zahl:=0;
    for I:=0 to 7 do
        If Zeile[I+1] = '1'
            then Zahl:=Zahl+1 SHL(7-I);
    Dezimal:=Zahl;
end;

{Binary: Conversion Decimal to Binary }
Function Binary(V:Byte): Str8;
Var I:Byte;
    B:String[8];
begin
    B:= "";
    for I:=0 to 7 do
        if (V and (1 shl (7-I))) <> 0
            then B:=B+'1'
            else B:=B+'0';
    Binary:=B;
end;

```

```

{Função para ativar Relés}
Procedure Schreiben;
begin
  writeln('Please, enter Binary value (STRING 8): ');
  writeln;
  readln(Zeile);
  if length(Zeile)=8 then
  begin
    Port [$300]:=Dezimal(Zeile);
    writeln('Relé activated');
  end;
end;

{Função para leitura de Dados Digitais}
Procedure Lesen;
begin
  writeln('Leitura de Dados na Porta');
  writeln;
  readln(Zeile);
  repeat
    Write (Binary(Port[$300]));
  Until Keypressed;
end;

{Main Program}
begin
  clrscr;
  writeln('-----PROGRAM AUSGABE/EINGABE READY-----');
  for i:=0 to 50 do
  begin
    { ACIONAMENTO DOS RELÉS }
    Schreiben2;
    { LEITURA DE DADOS }
    Lesen;
  end;
  writeln('-----END-----');
end.

```

A segunda interface montada no regulador de redes é na realidade um combinado de uma série de interfaces do tipo análogo digital . Desde a interface mais simples baseada em um circuito RLC a outra mais complexa baseada em um CI. A segunda interface do regulador é composta por 7 entradas analógicas. 4 entradas são de  $-8V$  a  $+8V$ , uma entrada de  $+10$  a  $-10V$  e outras 2 que medem a resistência imposta em potenciômetros Esta segunda interface se comunica pelas próprias interfaces seriais COM1 e COM2 e por sua vez também se liga aos sensores de campo como

transdutores de pressão e sensores indutivos e resistivos. A figura 5.14 mostra o esquema eletrônico da interface

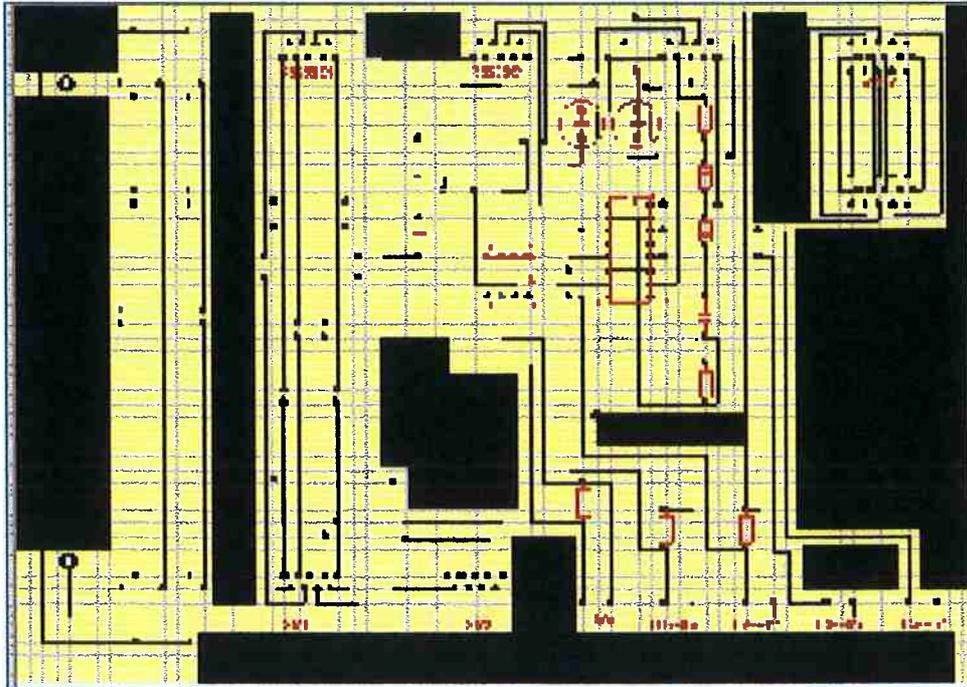


Figura 5.14 – Interface 2 do Regulador Eletrônico – Entradas Analógicas

Das 7 entradas A/D duas são compostas por um circuito RLC capaz de medir a exata posição em que se encontra um potenciômetro resistivo. Uma outra entrada pode medir a tensão de entrada que variar entre 10 e  $-10$  V.

Quatro outras entradas também são capazes de medir tensão, mas que varie somente entre  $-8$ V e 8 V.

Todos os circuitos da interface experimental tomam as tensões indicativas de alto de baixo "Pegel" (+12V e  $-12$ V) da saída serial do micro PC de acordo com a norma para RS232C. A configuração e nomeação dos terminais das saídas seriais e paralelas estão mostradas na figura 5.15.

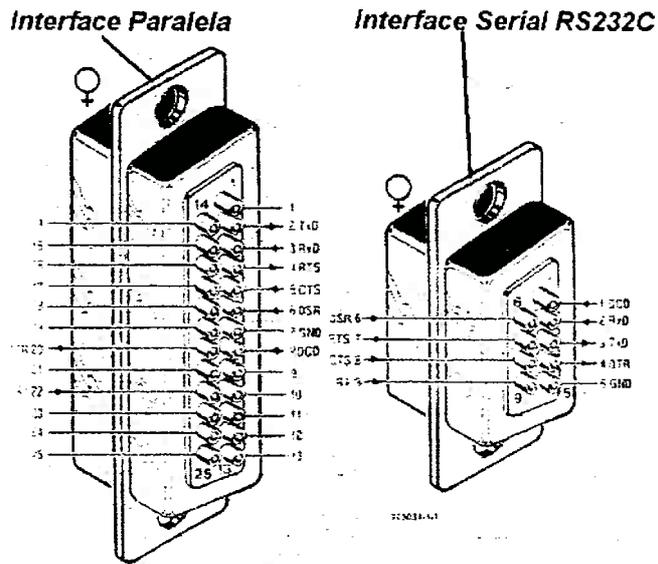


Figura 5.15 – Terminais de interfaces paralela e serial

O primeiro circuito é um RLC simples que gera um atraso que é proporcional a resistência e a capacitância do mesmo. De maneira muito simples, gera-se um impulso na saída DTR da interface serial, e se mede qual o atraso de medição deste impulso no terminal digital CTS. O valor do atraso de medição desse impulso é uma medida proporcional ao valor analógico que se quer obter. Por sorte, para a interface RS232C todas as entradas são do tipo Schmitt-Trigger que possibilita que se meça até tensões de entrada lentas.

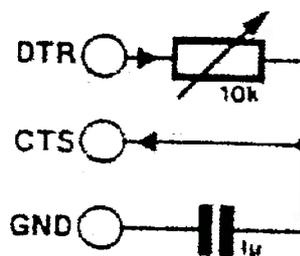


Figura 5.16 – Circuito para medição digital do valor de uma resistência

Através de uma rotina cíclica em um computador rápido (486) é possível se determinar a uma frequência de quase 100Hz as posições do potenciômetro.

Esta técnica foi usada para se determinar a posição da haste da VCA.

Os resultados foram bem aceitáveis em se tratando de uma medição de campo uma vez que a fuga pelo resistência linear não chegava a 0.3 %.

A técnica de leitura de dados deve seguir a seguinte ordem . Primeiro é acionado o terminal DTR e começa a se contar um espaço de tempo instantâneo. Este tempo é dado através de uma variável que aumenta até que existir um alto "Pegel" na entrada CTS. Neste ponto o valor da variável incrementada é gravada no disco e corresponde imediatamente a um ponto do potenciômetro. Esta variável é um valor também correspondente ao tempo de carga do capacitor. Neste ponto desliga-se instantaneamente o terminal DTR e o capacitor se descarrega.

Claro que existe a necessidade de se calibrar o potenciômetro a cada conjunto de medições. O procedimento basicamente é se determinar qual podem ser os valores de fundo de escala para o mesmo. Estes valores correspondem a uma certa posição da haste da VCA uma vez que usamos potenciômetros lineares.

É importante notar que a frequência de operação do circuito também está limitada na capacidade do capacitor de se descarregar rapidamente. Este é um fator muito importante pois caso haja fuga se estará impossibilitado de alcançar repetibilidade das medições o que não é desejável ou pode ser permitido. A figura XUS mostra o circuito RLC e as ligações com os terminais da RS232C.

O terminal GND é o terminal neutro necessário para se fechar o circuito.

O programa exemplo para manipulação do circuito esta mostrado a seguir :

```

program TEST2;
uses dos,crt,printer,graph;
{Program: TEST 2 }
{DATE: 20.04.98   }
{ Perguntas ao potenciometro - Medicao de resitencia }
{-----}
{Global Variables}
Type Str8 = String[8];

const BACOM1=$3F8;
const BACOM2=$2F8;
const BACOM3=$3E8;
const BACOM4=$2E8;

Var Zeile:Str8;
    i: integer;
    inpu,com: integer;
    Taste: char;
    Puffer: Array[1..2000] of Byte;
    k: integer;
{-----}

Procedure MedirRes;
var Contador: Word;
begin
    Contador:=0;
    Inline ($FA);           {interrupcao}
    Port [BACOM1+4]:=1;     {Liga DTR}
    repeat
        Contador:=Contador+1;
    {   writeln(Contador); }
    until ((Port [BACOM1+6] AND 16) = 16); {ate que CTS liga}
    Port [BACOM1+4]:=0;     {Desliga DTR}
    Inline ($FB);           {desinterrupcao}
    write('Valor Registrado: ');
    writeln(Contador);
end;

{Main Program}
begin
    k:=0;
    clrscr;
    writeln('-----PROGRAM TEST2 RUNNING-----');
    writeln('-----Medicao de Resitencia-----');
    repeat
        MedirRes;
        { A primeira vez deve funcionar com delay 1000}
        { delay (1000);}
        if (k<20) then delay(1000)
        else delay(100);
        k:=k+1;
    until Keypressed;
    writeln('-----END-----');
end.

```

O segundo circuito é um medidor direto de tensão que utiliza basicamente o mesmo princípio do circuito RLC, ou seja medição de impulsos de alto "Pegel". Para este circuito usamos além de um circuito RLC um elemento de reforço de

operação que é um CI que trabalha como comparador. A figura 5.17 mostra o circuito que usa apenas um canal de entrada da RS232C

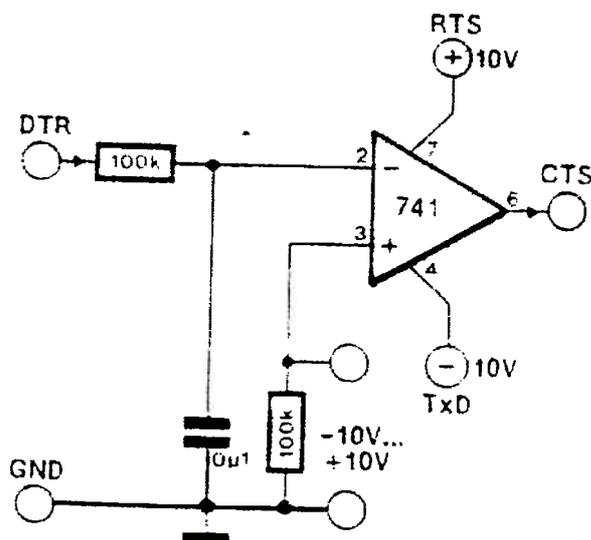


Figura 5.17 – Circuito para medição de tensão de 10 -10 V

O circuito de reforço de potência se alimenta da própria tensão existente na saída serial. A função dessa interface é fácil de ser entendida. Quando DTR é acionado o capacitor começa a se carregar. A tensão do capacitor é comparada com a tensão medida nos terminais dispostos entre o resistor. Quando as duas tensões forem iguais o circuito de potência disparará seu terminal de saída. Isto ocorrerá em um tempo proporcional ao valor da tensão que está se querendo medir.

Também aqui usaremos um procedimento semelhante ao primeiro circuito para se medir o tempo. Entretanto a influência do condensador não ter um comportamento linear neste circuito é bem maior. Quanto mais o capacitor estiver carregado mais devagar será a elevação da tensão do mesmo. Isto é, o capacitor se comporta de maneira muito indesejável e de forma exponencial.

Assim, se deve considerar uma linearização matemática para este problema uma vez que a tentativa de linearização por meios eletrônicos certamente seria muito dispendiosa e evidentemente mais fácil se implementada no programa.

Em comparação com o procedimento anterior aqui precisamos retrabalhar o fator de tempo e ainda se precisa acionar simultaneamente DTR e RTS uma vez que a entrada positiva vai também para o módulo de potência.

A função de "Contador" retorna um valor proporcional a demora do sinal de retorno. Esta proporcionalidade está ligada a própria velocidade de trabalho do computador e não precisa ser conhecida pois se pode trabalhar sobre uma base relativa. No cálculo entra também a constante de tempo do circuito RC. A medição exata pode ocorrer se nós considerarmos para a constante de tempo e para o fator de velocidade um fator de tempo conjunto. Isto ocorre por meio de uma função de calibração na qual se mede o fator de tempo quando a tensão de entrada for zero. Logo no começo de operação do programa não se pode ter nenhuma tensão ativa nos terminais. Para as medições subsequentes obtém-se a tensão medida por meio do comportamento dos fatores de tempo atuais e do valor do contador.

O transporte do valor do contador em tensão ocorre através do comportamento exponencial durante a carga do capacitor, que significa que o mesmo se carrega pelo resistor tanto mais lentamente, quanto mais perto estiver o capacitor da tensão de carga. A linearização da função de carga é aproximada por (5.1)

$$T = 20V \left( 1 - e^{\left( \frac{\text{Contador}}{\text{Fator tempo}} \right)} \right) - 10V \quad (5.1)$$

Com a aproximação pela função, e considerando-se que os terminais DTR não darão exatamente  $\pm 10V$ , pode-se assumir um grau de precisão de 1% para o sistema de medição de tensão proposto.

Também pode-se dizer que para se garantir certa precisão deve-se utilizar um computador rápido. Esta precisão está diretamente ligada a quantas interações o computador puder efetuar durante o tempo de demora do circuito RC. Para que se consiga a qualidade de um voltímetro digital são necessárias cerca de 2000 interações o que é passível de ocorrer em um PC 12MHz AT.

Entretanto um ponto negativo deste tipo de aproximação esta relacionada exatamente a demora, pois para que a comparação de tensão recomece teremos um tempo de espera de 0.1s ou seja uma frequência de operação baixa de 10 Hz.

Também se pode dizer que são necessárias rotinas auxiliares para que se policie a transgressão do limite de tensão. Para tensões muito altas o capacitor não de descarrega mais e a rotina principal de verificação pode ficar presa no laço sendo necessárias condições de verificação para contornar este problema. Um programa de teste básico que mostra o modo do gerenciamento desse módulo da interface está mostrado a seguir :

```
program TEST3;
uses dos,crt,printer,graph;
{Program: TEST 3 }
{DATE: 26.04.98   }
{ Medicao de Tensao de 10 a -10 V }

{-----}
{Global Variables}
Type Str8 = String[8];

const BACOM1=$3F8;
const BACOM2=$2F8;
const BACOM3=$3E8;
const BACOM4=$2E8;

Var Spannung,Negativ,Positiv,Fatortempo: Real;
```

```

{-----}

function Contador : Word;
var n: Integer;
begin
n:=0;
Inline($FA);
Port[BACOM1+4]:=3;      {liga DTR e RTS}
repeat
  n:=n+1;
until ((Port[BACOM1+6] and 16)=0); { ate que CTS=0 }
Port[BACOM1+4]:=2;      { desliga DTR continua RTS}
Inline($FB);
Contador:=N;
{delay(5000);}
{writeln(N, ' # ');}
end;

Procedure Calibrar;
begin
Fatortempo:=- (Contador/ln(1-Negativ/(Positiv+Negativ)));
delay(500);
end;

{Main Program}
begin
  clrscr;
  writeln('-----PROGRAM TEST3 RUNNING-----');
  writeln('-----Medicao de Tensao-----');
  { Calibracao para um 486 DX266}
  Negativ:=10.2;
  Positiv:=12.1;
  Calibrar;
  repeat
    Spannung:=(Negativ+Positiv)*(1-exp(-Contador/Fatortempo))-Negativ;
    writeln(Spannung:3:2, ' V ');
    delay(500);
  until Keypressed;
  writeln('-----END-----');
end.
{
  Tempos delay influenciam no valor nulo do modo
  Tempo esta relacionado ao tempo de descarga do capacitor
  100 = valor nulo 0.36-0.7
  1000 valor 0.00 0.01
  500 valor 0.01 0.02
}

```

O terceiro circuito dessa nossa segunda interface é descrito como um simples conversor A/D de 4 canais que também pode medir tensões , aqui de -8V a 8V. Se olharmos para os terminais da porta serial se pode concluir que é possível diretamente se utilizar 4 canais de entrada analógicos.

Os 4 comparadores podem se utilizar de um único circuito RC. Do circuito mais simples, apresentado anteriormente, podemos concluir que a própria precisão

também depende da tensão de saída dos próprios terminais da RS232C. Para que se consiga uma precisão maior é necessário se estabilizar a tensão de entrada através de 2 diodos Zener. A figura do circuito do conversor A/D de 4 canais esta mostrada abaixo:

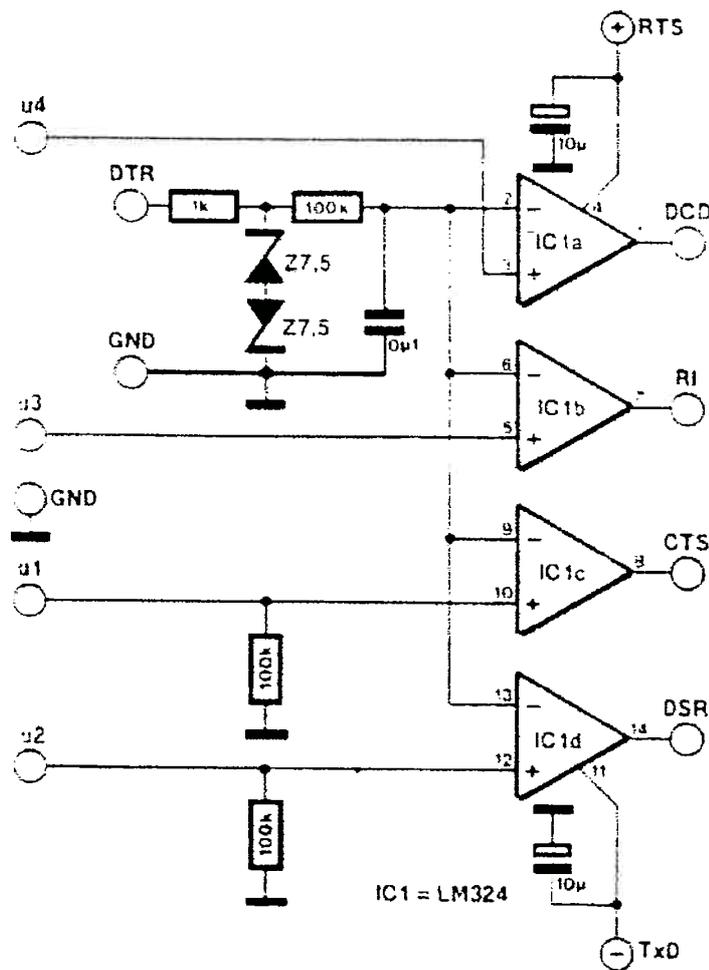


Figura 5.18 – Circuito de 4 Canais para medição de tensão de 8 a -8 V

Também estão previstos capacitores de blocagem para eliminar pulsos de distúrbios no módulo de potência. As estradas u1 e u2 possuem resistores ligados ao terra para que a tensão fique realmente nula quando esta não existir. As duas outras entradas ficam livres desses resistores para que se tenha a alternativa de se conectar sensores que sejam extremamente resistivos.

O programa se utiliza de um outra função de contagem. Aqui a cada medição podemos checar apenas um dos canais de cada vez sendo o bit de leitura selecionado através da atribuição dos números decimais 16,32,64 ou 128. Do mesmo modo também se faz necessário uma função de linearização conforme explicado no grupo construtivo anterior. O programa básico da interface que pode ser usado como teste está mostrado abaixo.

```

program TEST4;
uses dos,crt,printer,graph;
{Program: TEST 4 }
{DATE: 01.05.98 }
{ Medicao de Tensao em 4 Canais A/D 4 Kanele Wandler }

{-----}
{Global Variables}
Type Str8 = String[8];
const BACOM1=$3F8;
const BACOM2=$2F8;
const BACOM3=$3E8;
const BACOM4=$2E8;

Var Negativ,Positiv,Fatortempo: Real;
    sp1,sp2,sp3,sp4: Real;

{-----}

function Contador (Kanal:Byte) : Integer;
var Eingang,n,l: Integer;
begin
Eingang:=16;
l:=5;
if (Kanal=2) then begin Eingang:=32; l:=6; end;
if (Kanal=3) then begin Eingang:=64; l:=7; end;
if (Kanal=4) then begin Eingang:=128; l:=8; end;
n:=0;
delay(500);
Inline($FA);
Port[BACOM1+4]:=3;           {liga DTR e RTS}
repeat
    n:=n+1;
until ((Port[BACOM1+6] and Eingang)=0); { ate que Eingang=0 (CTS=0p/Eingang=1) }
Port[BACOM1+4]:=2;           { desliga DTR continua RTS}
Inline($FB);
Contador:=N;
{delay(5000);}
gotoxy(5,1);
write('Canal ',Eingang,'->',N);
end;

Procedure Calibrar;
begin
Fatortempo:=-(Contador(1)/ln(1-Negativ/(Positiv+Negativ)));
gotoxy(5,3);
writeln('FATOR: ',Fatortempo:3:2);
end;

function Spannung(Kanal: Integer) : Real;
begin

```

```

Spannung:=(Negativ+Positiv)*(1-exp(-Contador(Kanal)/Fatortempo))-Negativ;
{delay(100); }
end;

{Main Program}
begin
  clrscr;
  writeln('-----PROGRAM TEST4 RUNNING-----');
  writeln('-----Medicao de Tensao em 4 canais -----');
  { Calibracao para um 486 DX266 }
  Negativ:=8.2;
  Positiv:=21.7;
  { Positiv:=8.2; }
  Calibrar;
  repeat
    sp1:=Spannung(1);
    sp2:=Spannung(2);
    sp3:=Spannung(3);
    sp4:=Spannung(4);
    gotoXY(10,10);
    write('Canal 1(p10): ',sp1:3:2,' V ');
    writeln('Canal 2(p12): ',sp2:3:2,' V ');
    gotoXY(10,20);
    write('Canal 3(p05): ',sp3:3:2,' V ');
    writeln('Canal 4(p03): ',sp4:3:2,' V ');
  until Keypressed;
  writeln('-----END-----');
end.
{
  Tempos delay influenciam no valor nulo do modo
  Tempo esta relacionado ao tempo de descarga do capacitor
    100 = valor nulo 0.36-0.7
    1000 valor 0.00 0.01
    500 valor 0.01 0.02
}

```

### 5.2.1.2) Programação do Regulador:

As funções de medição do regulador , juntamente com as funções de acionamento podem ser programadas diretamente em C++ ou PASCAL. Foi feito um programa específico para sincronizar as manobras da válvula solenóide com o sensor de medição de posicionamento da VCA de controle de pressão a jusante. Os programas de teste mostrados anteriormente foram convertidos em um único programa, mais inteligente , que controla todas as entradas e saídas no mesmo laço. Este programa contém também funções

específicas para efetuar os transientes testados a partir da sincronia de acionamento do solenóide com o início de medição. A figura abaixo mostra a tela que possui as funções principais do regulador utilizado para coordenar as medições efetuadas no laboratório. A base de programação precisou ser DOS® para que evitássemos contratempos operacionais de uma base menos robusta.

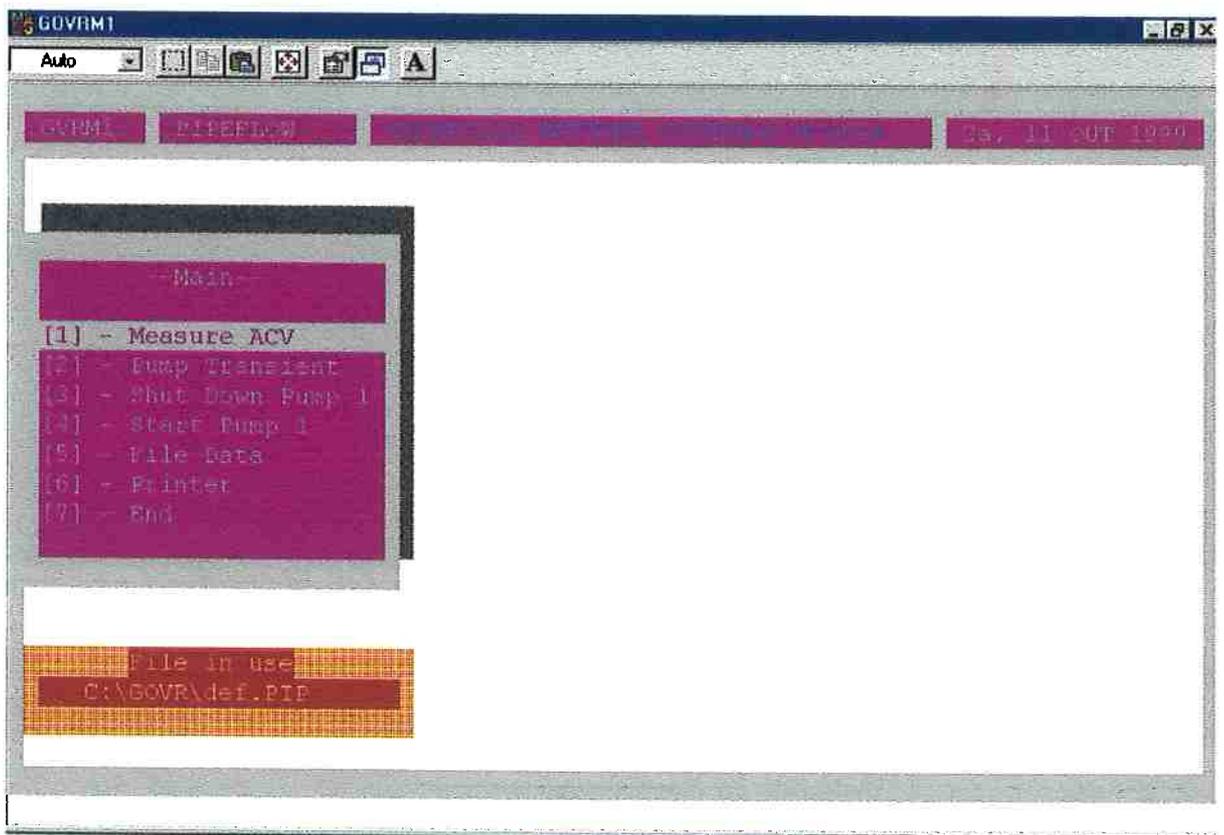


Figura 5.19 – Programa coordenador de medições e acionamento

### 5.3) Medição de Posição da VCA

O primeiro grupo da segunda interface constitui a forma pela qual foi medida a posição da VCA durante o transiente hidráulico imposto. Foi construído um adaptador simples contendo 2 potenciômetros lineares e uma flange de acoplamento à haste da VCA. As figuras 5.20 e 5.21 mostram o sensor que foi construído a partir de um tubo de pvc com os componentes fixados no seu interior.



Figura 5.20 – Sensor para medição de posição da VCA. Vista Frontal

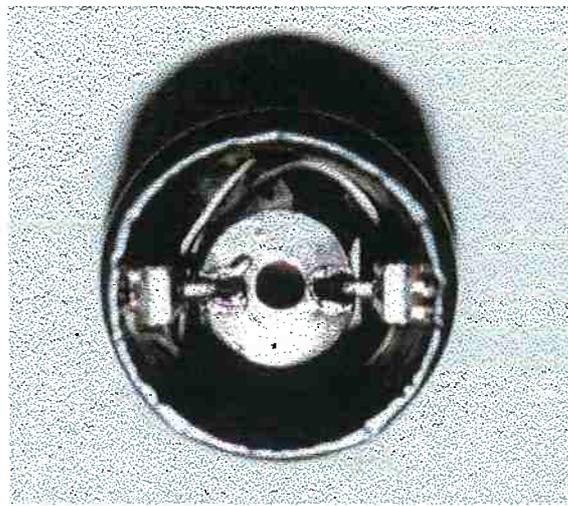


Figura 5.21 – Sensor para medição de posição da VCA. Vista Inferior

O flange se acopla a haste da VCA por meio de 4 pequenos O-rings, não permitindo folga entre movimento da haste e o movimento da flange.

Diretamente quando a haste se movimentar, teremos as variações dos potenciômetros e assim sendo a leitura no terminal do computador.

A figura 5.22 mostra o detalhe da haste e dos O-rings que foram usados para o acoplamento do sensor. A foto da figura 5.23 e 5.24 mostra o sensor acoplado a válvula.



Figura 5.22 – Acoplamento do Sensor com a haste



Figura 5.23 – Sensor acoplado a VCA



Figura 5.24 – Sensor acoplado a VCA

#### **5.4) Medição de Pressão**

A medição de pressão nos testes realizados ocorreu através de uma interface dedicada LYNX®, que é um conversor A/D de 12 bits e 32 canais com velocidade de conversão de 17  $\mu$ s. A esta interface se conectaram 2 transdutores de pressão da SODMEX® que são do tipo HPI 2310 possuindo uma resistência relativa até 100 m.c.a com variação de tensão de 0 a 10 V. Esta interface possui sistema de aquisição de dados próprio e precisou de um computador dedicado a este fim. Estes sensores poderiam estar diretamente ligados ao regulador, mas preferiu-se ligá-los a interface dedicada uma vez que o sistema todo já havia sido testado anteriormente. Os transdutores foram previamente calibrados nas instalações da UNICAMP por meio de uma balança de peso morto.

Um programa dedicado que se comunica com a interface citada provê a variação dos dados medidos de modo direto, graficamente e também automaticamente grava os dados obtidos no disco.

Os dados de pressão foram ora adquiridos a montante e à jusante do PEAD e ora a montante e à jusante da VCA.

A figura 5.25 mostra os transdutores conectados nas extremidades do PEAD.

A figura 5.26 mostra os transdutores conectados nas extremidades da VCA.

Na figura 5.27 se verifica a observação dos dados colhidos durante os ensaios realizados, tanto de variação de pressão como de variação de posição.



Figura 5.25 – Sensores de pressão acoplados aos Nós 7 e 11 da rede

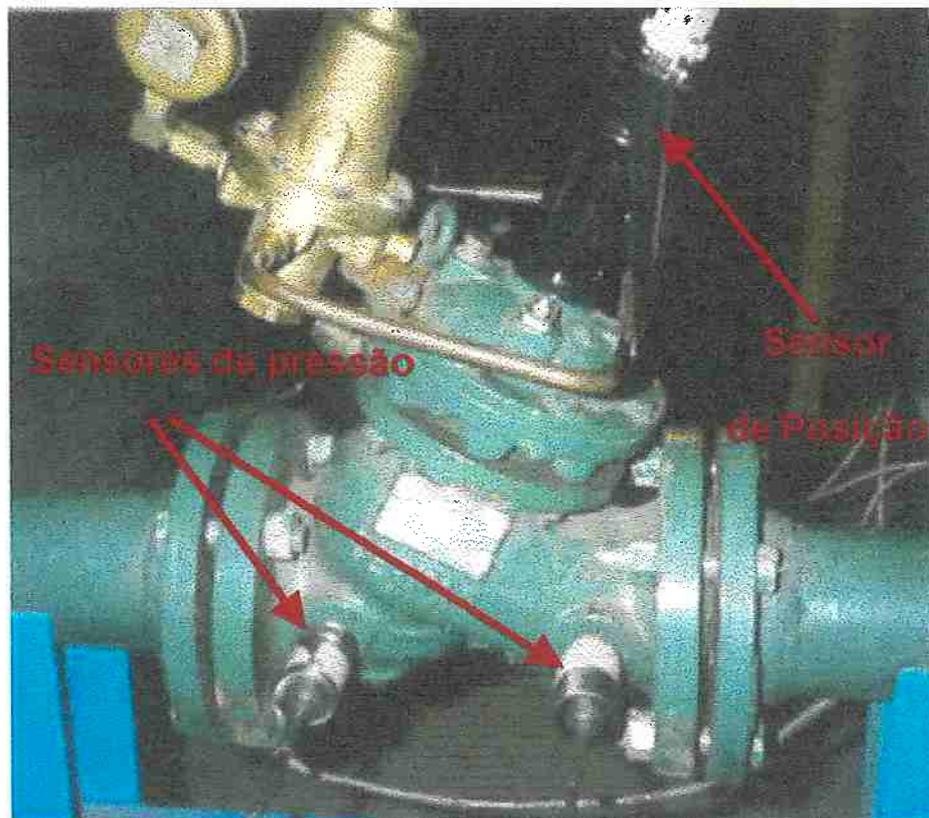


Figura 5.26 – Sensores de pressão acoplados aos Nós 7 e 11 da rede

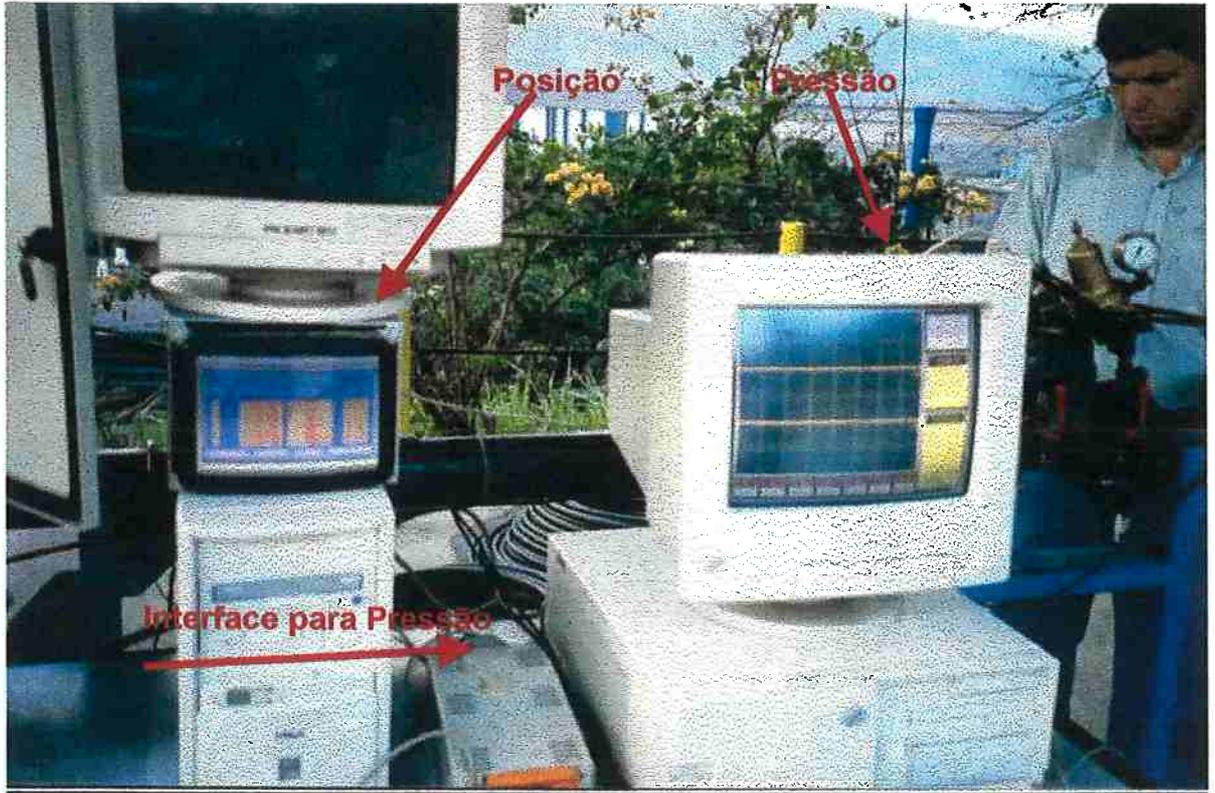


Figura 5.27 – Aquisição dos dados de posição e pressão

## **6.0) A Calibração do Modelo Matemático da VCA**

### **6.1) Estratégia de calibração**

O modelo matemático apresentado no capítulo 4 possui uma série de variáveis geométricas e físicas que devem ser compatibilizadas a situações reais. Essa compatibilização pode ser feita através da comparação entre dados experimentais e dados calculados.

O simulador possui basicamente dois conjuntos independentes, um disposto a calcular o escoamento unidimensional da rede hidráulica de modo permanente e transiente, e, um segundo conjunto, que diz respeito a VCA como condição de contorno do modelo de redes. A união dos dois permite que se simule a operação de tais válvulas de modo permanente e transiente em uma rede qualquer. Entretanto esta simulação se for aplicada em um cálculo genérico, precisa ser calibrada para que eventuais problemas numéricos sejam sanados e para que se consiga averiguar a influência de cada um dos termos da série de equações desenvolvidas. O simulador precisou ser calibrado ou comparado em algumas situações particulares, com base em dados medidos, para que este estivesse apto a resolver uma situação genérica da melhor forma possível. A aplicação de conclusões tiradas em casos particulares para situações mais genéricas pode ser questionável, mas neste trabalho se tomou o cuidado de se verificar situações particulares bastante diversas e críticas sob o ponto de vista de resposta dinâmica da VCA. As conclusões de cada uma das situações particulares mostraram-se bastante coerentes entre si e portanto passíveis de serem participantes de um contexto genérico.

A calibração obedeceu duas fases. O modelo da condição de contorno foi construído sob a mesma base computacional do modelo de simulação da rede. Entretanto, esses dois modelos foram inicialmente calibrados separadamente por meio dos valores medidos e em um segundo estágio uniu-se estes dois modelos e o resultado produzido pelo conjunto final foi então comparado a algumas situações particulares. Esta estratégia de se simular ambos os modelos de modo separado advém do fato de existirem tanto para a condição de contorno como para o modelo central do escoamento unidimensional em rede de tubos, uma série de variáveis cujos valores precisam estar coerentes. Uma vez tendo-se os modelos calibrados independentemente, torna-se mais fácil a união dos algoritmos para constituir o modelo final proposto neste trabalho.

A estratégia seguida obedeceu a três etapas :

- ETAPA –1 : Calibração da condição de contorno da VCA a partir dos dados obtidos nos experimentos realizados na bancada de testes para válvulas automáticas da BARBARÁ . Nesta etapa, os dados de pressão a montante e a jusante da VCA a cada instante são inseridos como valores conhecidos de entrada na condição de contorno e é observado o comportamento dinâmico das variáveis de estado da VCA como a posição do obturador,  $y$  , a posição da haste do piloto  $y_p$  e as pressões dentro das câmaras dos diafragmas  $P_L$  e  $p_{LP}$ . Com base na comparação entre o valor da posição do obturador medida e a calculada, podemos tirar algumas conclusões sobre o comportamento do modelo matemático como um todo.
- ETAPA – 2: A segunda etapa consiste na aferição do modelo matemático para cálculo de redes com os dados experimentais. Todos os parâmetros

da rede hidráulica precisam ser primeiramente ajustados para compatibilizar o modelo com a realidade física. Esta parte é a mais trabalhosa pois temos vários parâmetros hidráulicos que se sobrepõe. Os parâmetros de perda de carga para a rede , tanto durante o regime permanente como para o transiente precisam ser acertados. Aqui devemos testar também a resposta do modelo dotado do termo de atrito  $k_3$  contra o modelo tradicional. Também é objetivo a aferição correta desse parâmetro para a rede testada.

- ETAPA-3: Finalmente, a condição de contorno calibrada foi unida ao modelo de redes e os resultados produzidos nas etapas 1 e 2 foram reproduzidos da melhor forma possível. Esta etapa consiste na calibração final do algoritmo e na comparação dos resultados de variação de pressão medidos x calculados.

### **6.2) Os Transientes Testados na VCA:**

As medições realizadas e os transientes simulados somam um total de 24 das quais 9 foram desconsideradas por serem repetitivas ou de pouco interesse para apresentação e assim se usou um total de 15 simulações cada qual destinada a uma finalidade específica de calibração.

Para cada simulação testada na rede (figura 5.1) foi atribuído um nome próprio para melhor identificação. Foram executados transientes forçados basicamente manipulando-se a válvula manual, instantaneamente , em cursos de abertura e fechamento e também a válvula solenóide a montante da VCA.

A bomba hidráulica permaneceu fornecendo uma carga constante como se fosse um reservatório de altura constante. Inclusive a modelagem desta bomba como um reservatório constante não alteraria os valores encontrados durante as comparações com os resultados reais.

Algumas das simulações realizadas no laboratório tiveram o intuito de se determinar características específicas da rede, como por exemplo a celeridade do PEAD, ou ainda, o comportamento da válvula agulha responsável pela regulação do tempo de resposta da VCA.

A sequência abaixo mostra os nomes atribuídos aos arquivos de aquisição de dados para a VCA e a descrição sucinta dos transientes estudados, bem como a função e em que etapa de comparação está aplicado o ensaio. Cada um dos transientes simulados também está classificado de acordo com a etapa de calibração a que se aplica.

Para tanto considere a notação  $V_3$  aplicada a válvula manual e  $V_1$  à Válvula solenóide.

#### S1-CEL

Função : Determinação da Celeridade.

Manobra: Fechamento de 10% finais de  $V_3$  . Bomba 80 m.c.a.

Etapa: 0 – Constatação experimental do valor das variáveis

#### S2-AGU1

Função: Determinação do comportamento da variação da agulha.

Manobra:  $V_3$  aberta 25 m.c.a.. Agulha do piloto de 2volts para 9.5 voltas.

Total 7.5 voltas

Etapa: 0 – Constatação experimental do valor das variáveis

### S3-VALV1

Função: Determinação do comportamento da VCA.

Manobra: 5s de Reg Perm . Fechamento de  $V_3$  em 1 s. Sensores na VCA  $P_1$  a 22 m.c.a.  $P_2=15$  m.c.a..

Etapa: 1 – Calibração da condição de Contorno da VCA.

### S4-VALV2

Função: Determinação do comportamento da VCA.

Manobra: 5s de Reg. Perm . Fechamento de  $V_3$  0.2s .  $P_1$  39 m.c.a.  $P_2=23$  m.c.a.

Etapa: 1 e 2 – Calibração da condição de Contorno da VCA e da rede

### S5-VALV3

Função: Determinação do comportamento da VCA.

Manobra: 5s de Reg Perm . Fechamento de  $V_3$  0.2s.  $P_1=55$  m.c.a.  $P_2=21$  m.c.a.

Etapa: 1 e 2 – Calibração da condição de Contorno da VCA e da rede

### S6-VALV4

Função: Determinação do comportamento da VCA.

Manobra: 5s de Reg Perm . Oscilação devido a sujeira no filtro .  $P_1=50$  m.c.a.  $P_2=30$  m.c.a.

Etapa: 1 – Calibração da condição de Contorno da VCA e verificação prática do acoplamento entre o escoamento no sistema de controle e a rede.

**S7-VALV5**

Função: Determinação do comportamento da VCA.

Manobra: 5s de Reg. Perm. . Abertura de  $V_3$   $P_1=85$  m.c.a.  $P_2=30$  m.c.a.

Etapa: 1 e 2 – Calibração da condição de Contorno da VCA e da rede

**S8-VALV6**

Função: Determinação do comportamento da VCA.

Manobra: 5s de Reg. Perm. Movimento alternado de fechar-abrir-fechar de  $V_3$ .

0.2s-2s-0.2s  $P_1=85$  m.c.a. .  $P_2=30$  m.c.a.

Etapa: 1 e 2 – Calibração da condição de Contorno da VCA e da rede.

**S9-START2**

Função: Determinação do comportamento da VCA.

Manobra: 5s de Reg. Perm. Abertura de  $V_1$  via computador.  $P_1=50$  m.c.a.

$P_2=20$  m.c.a.

Etapa: 1 – Calibração da condição de Contorno da VCA.

**S10-START3**

Função: Determinação do do comportamento da VCA.

Manobra: 5s de Reg Perm. Abertura de  $V_1$   $P_1=30$  m.c.a.  $P_2=23$  m.c.a.

Etapa: 1 – Calibração da condição de Contorno da VCA.

**S11-START4**

Função: Determinação do comportamento da VCA.

Manobra: 5s de Reg Perm . Abertura de  $V_1$ .  $P_1=27$  m.c.a.  $P_2=17$  m.c.a. 2 voltas na agulha (0 voltas a agulha fecharia a passagem de fluido)

Etapa: 1 – Calibração da condição de Contorno da VCA.

**S12-START5**

Função: Determinação do comportamento da VCA.

Manobra: 5s de Reg Perm . Abertura de  $V_1$   $P_1=27$  m.c.a.  $P_2=7$  m.c.a. 7 voltas na agulha

Etapa: 1 – Calibração da condição de Contorno da VCA.

**S13-START6**

Função: Determinação do comportamento da VCA.

Manobra: 5s de Reg Perm. Abertura de  $V_1$ .  $P_1=27$  m.c.a.  $P_2=7$  m.c.a. Agulha toda apertada

Etapa: 1 – Calibração da condição de Contorno da VCA.

**S14-START7**

Função: Determinação do comportamento da VCA.

Manobra: 5s de Reg Perm . Abertura de  $V_1$ .  $P_1=27$  m.c.a.  $P_2=7$  m.c.a.. Agulha toda aberta 9.5 voltas

Etapa: 1 – Calibração da condição de Contorno da VCA.

**S15-PEAD1F.**

Função: Determinação de ondas de pressão no PEAD

Manobra: 5s de Reg. Perm. e fechamento de  $V_3$  em 0.2s 35 m.c.a.

Etapas: 2 – Calibração do modelo da rede

Foram também testados mais dois transientes similares ao PEAD1F, e em um dos quais (PEAD2F), a pressão a montante situou-se a 10 m.c.a. inferior, e em um outro (PEAD3F), a válvula manual  $V_3$  foi fechada em 5 segundos. Como os resultados foram similares ao ensaio intitulado PEAD1F, e como o intuito é de se calibrar o modelo de redes, desconsideramos estes dois últimos ensaios, pois se tornariam repetitivos. A classificação de alguns transientes testados como Etapa 0 refere-se ao fato destes terem sido necessários para se, experimentalmente, determinar o valor de algumas características da rede hidráulica. Um exemplo é o transiente S1 cujos resultados são mostrados em 5.28 onde foi determinada experimentalmente o valor da celeridade do PEAD.

Os valores encontrados teoricamente mostravam que a celeridade para o tubo deveria ser cerca de 200 m/s em virtude de sua alta flexibilidade. O tubo inflexível de ferro fundido da instalação deve possuir celeridade de cerca de 1000m/s. Observando-se o tempo de transmissão de informação pela linha do PEAD, ou seja o tempo para ocorrer reflexão da onda, do instante em que se fecha instantaneamente  $V_3$  obtém-se um espaço de tempo característico. Esse espaço de tempo mostrado na figura 6.1 é de 1.8 segundos. O gráfico também mostra que metade do período de oscilação é de 1 segundo. Para um tubo de 200 m e celeridade 1000 m/s essa metade de período de oscilação é de 0.4 segundos. Para um tubo de mesmo comprimento e celeridade 500 m/s

encontraremos uma metade de período de 0.8 segundos. Assim podemos estimar a celeridade característica desse tubo pelo resultados do período do experimento e chegaremos ao valor de 400 m/s.

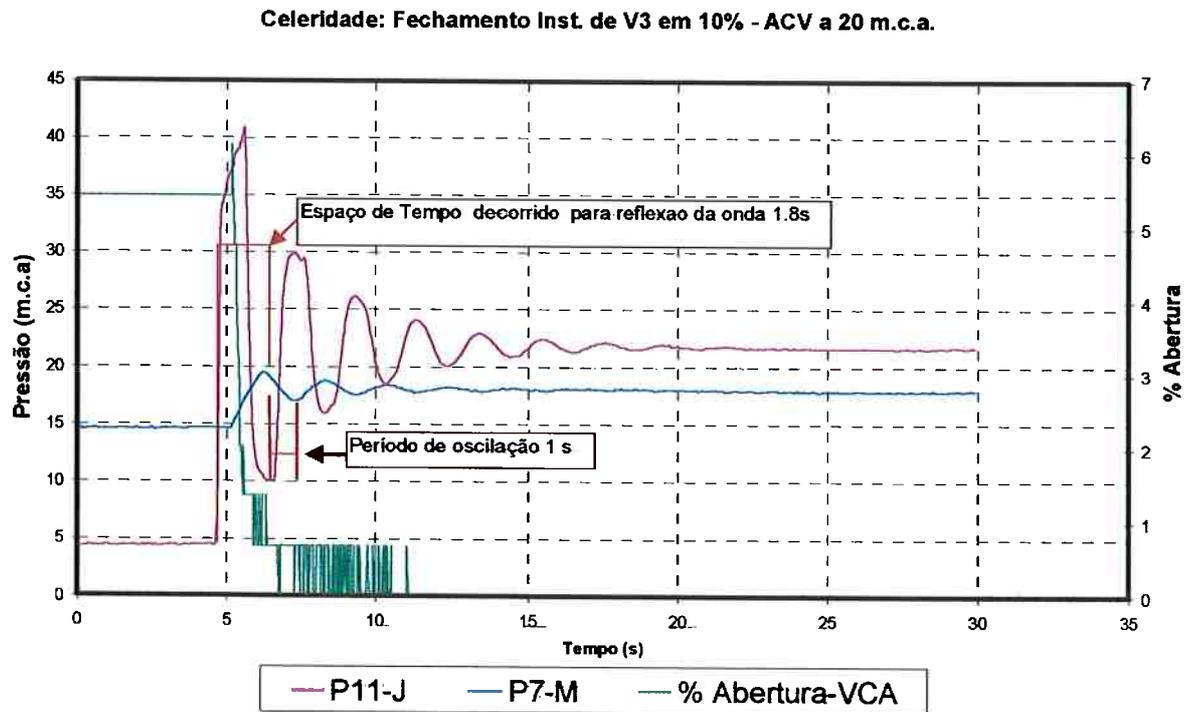


Figura 6.1 – Valores medidos com o ensaio S1-CEL

Este dado é de suma importância para a correta calibração do modelo da rede hidráulica. Note também que em decorrência do transiente provocado pela válvula manobrada a VCA se fechou.

A uma pressão constante a agulha da VCA foi variada em 7.5 voltas de rosca. E a variação tanto do obturador da VCA quanto da pressão de jusante da VCA no nó 6 foram observados. A pressão de regulação estava fixada em cerca de 18 m.c.a. A variação da agulha provocou instantaneamente a flutuação do obturador da VCA que com isso faz também variar a pressão controlada a jusante. Após o estabelecimento do regime permanente final constata-se uma pequena tendência de alteração da pressão de regulação, pois a passagem

de água pelo piloto se tornou mais limitada e com isso todo o equilíbrio do sistema ajustado ficou um pouco alterado.

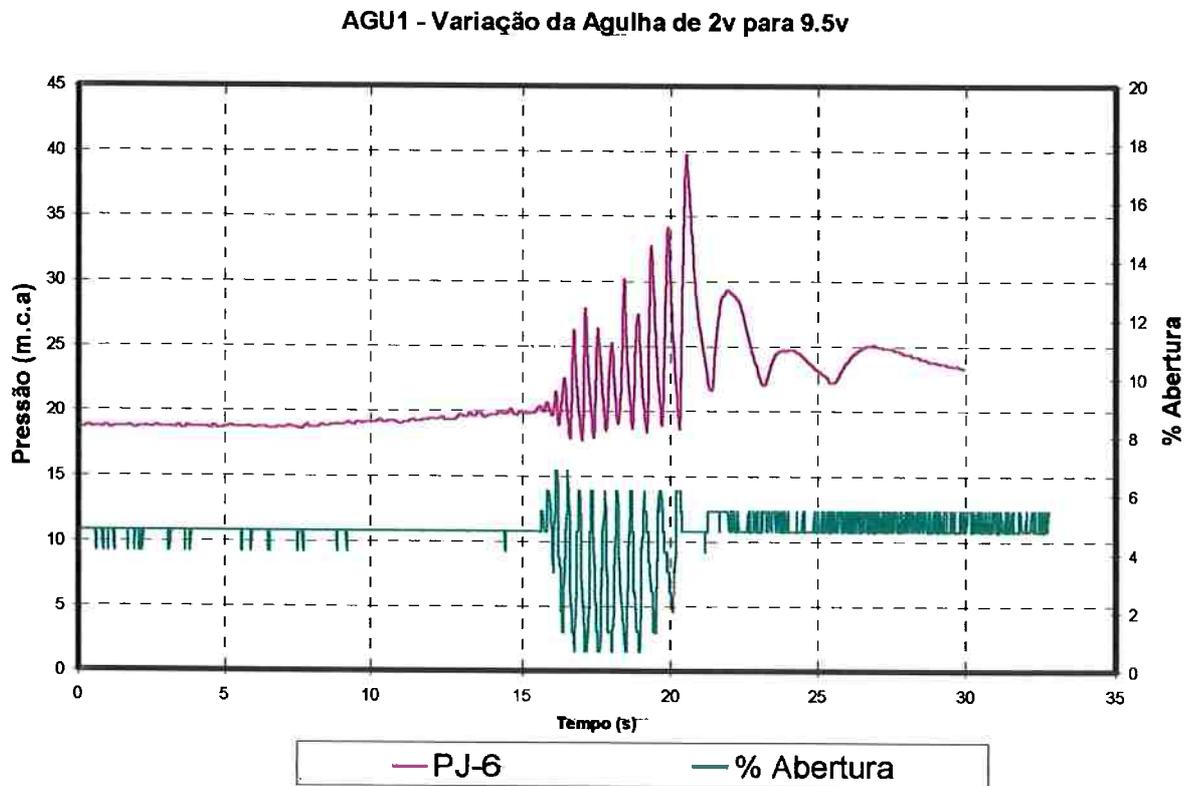


Figura 6.2 – Valores medidos com o ensaio S2-AGU1

Desse ensaio pode-se perceber a conexão do escoamento no sistema piloto de controle com o escoamento que ocorre na própria rede hidráulica. Varia-se as condições acertadas para um regime permanente, ainda que de modo incipiente como é o caso de regulação de agulha, e se atinge uma outra condição permanente final.

Esse comportamento evidencia a continuidade adotada no modelo da VCA.

Todos os ensaios efetuados utilizaram-se da VCA sem o dispositivo chamado de V-PORT que altera a sensibilidade do obturador. Com isso em todos os ensaios efetuados ocorreu uma considerável variação das pressões para variações de posição muito pequenas. Isso pode ser percebido também nesta

figura 6.2 onde variações de cerca de 1% do posicionamento são capazes de sob certas condições alterar a pressão de controle estabelecida.

### **6.3) Comparação dos resultados com o Modelo da VCA**

Como enunciado no início do capítulo, a comparação dos resultados se deu em três etapas distintas, pois os dois modelos matemáticos foram calibrados separadamente, em virtude da grande quantidade de variáveis envolvidas, a serem controladas ou determinadas. E pelo fato de ser mais fácil e garantido se executar a calibração dos modelos por partes.

#### **6.3.1) ETAPA-1 Calibração da Condição de Contorno da VCA**

O modelo da VCA, basicamente formado pelo sistema de equações (4.14) (4.41) (4.30) (4.35) e (4.1), foi calibrado por meio de uma série de comparações entre os resultados ensaiados da rede hidráulica com resultados simulados numericamente. Para tanto, foram consideradas conhecidas as pressões  $P_1$  e  $P_2$  medidas instantaneamente e foram resolvidas as equações do sistema da condição de contorno para se determinar o valor da variável de posição da VCA a qual foi comparada com o valor medido de posição,  $y_h$ .

Alguns dos transientes gerados foram provocados por manobras na válvula de jusante  $V_3$  e outros foram provocados pela ação da válvula solenóide a montante  $V_1$ . Os provocados por  $V_3$ , basicamente, foram gerados pela ação de fechamento da mesma ou movimentos de fechamento e abertura sucessivos em uma condição na qual existia fluxo passando através da rede toda no regime permanente inicial. Os transientes provocados por  $V_1$  foram gerados pela ação de abertura da mesma, ou seja, numa condição inicial em que não há fluxo hidráulico passando pela rede. Estes últimos não podem ser simulados pelo modelo do escoamento hidráulico pelo MOC pois não há vazão nos instantes iniciais passando pela rede. Estes foram usados exclusivamente para se testar a resposta da VCA.

A figura 6.3 mostra a comparação do transiente quando se fechou  $V_3$  em 1 segundo. A pressão a montante estava em cerca de 22.5 m.c.a. e a pressão de jusante na VCA regulada para cerca de 15 m.c.a. Em todos os gráficos a seguir PM está, para a pressão medida a montante de VCA o que corresponde a pressão do nó 5 da rede da figura 5.1 do capítulo anterior, e PJ está para a pressão no nó 6, a jusante da VCA, desta mesma figura. A comparação da posição medida com a posição calculada mostra um comportamento coerente dentro de uma precisão de 1%.

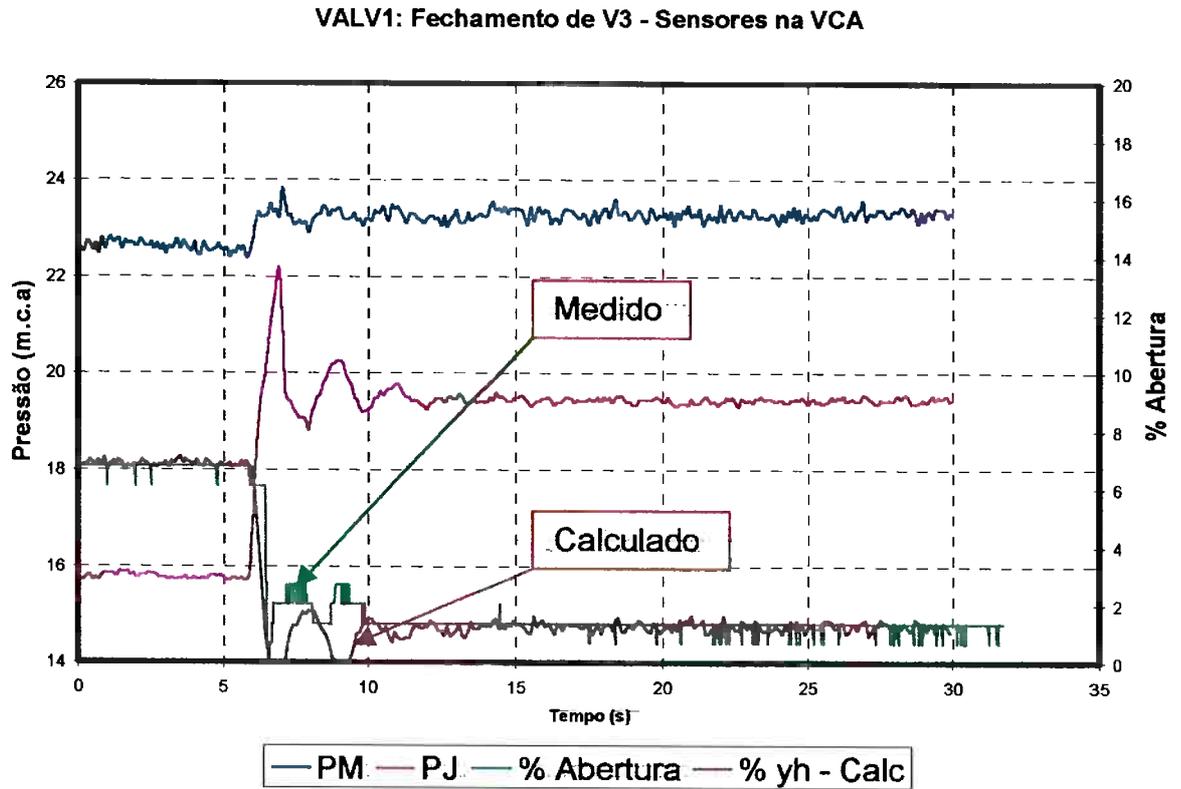


Figura 6.3 – Valores medidos x Abertura Calculada S3-VALV1

O aumento da pressão de jusante em função do fechamento da VCA provoca instantaneamente o fechamento da mesma, e, após a estabilização se atinge um regime permanente final diferente do inicial, mas que ainda mostra escoamento pelo sistema. A pressão de jusante sofreu uma variação instantânea de cerca de 7 m.c.a. No instante inicial a posição de regulação mostrava uma diferença de pressão entre montante e jusante de 21 m.c.a. Todos os resultados aqui obtidos são função dos parâmetros de ajuste da VCA que foram acertados no início da simulação. Para a calibração foi feito um programa separado que foi depois anexado ao modelo completo.

Este programa tem uma rotina inicial que permite o ajuste instantâneo das variáveis durante os primeiros instantes de regime permanente. Fixados estes valores prossegue-se a simulação e obtém-se os resultados. Isto foi necessário pois nem todos os valores podem ser estabelecidos pela medição simples, ou ainda foram por sua vez checados precisamente antes do ensaio do transiente hidráulico. A figura 6.4 mostra o esquema de cálculo do programa da condição de contorno.

As variáveis ajustáveis compreendem o valor da posição do dispositivo de pré-tensionamento da mola do piloto, e também, a posição exata da válvula agulha do mesmo. Estas duas variáveis não foram precisamente medidas nos ensaios e precisaram ser ajustadas em uma rotina interna. O valor dos parafusos dos dois dispositivos foi simplesmente medido com trena. Qualquer erro nesta medição provocou um desacerto no sistema que foi consertado através de uma rotina que inicialmente checava a consistência desses dados.

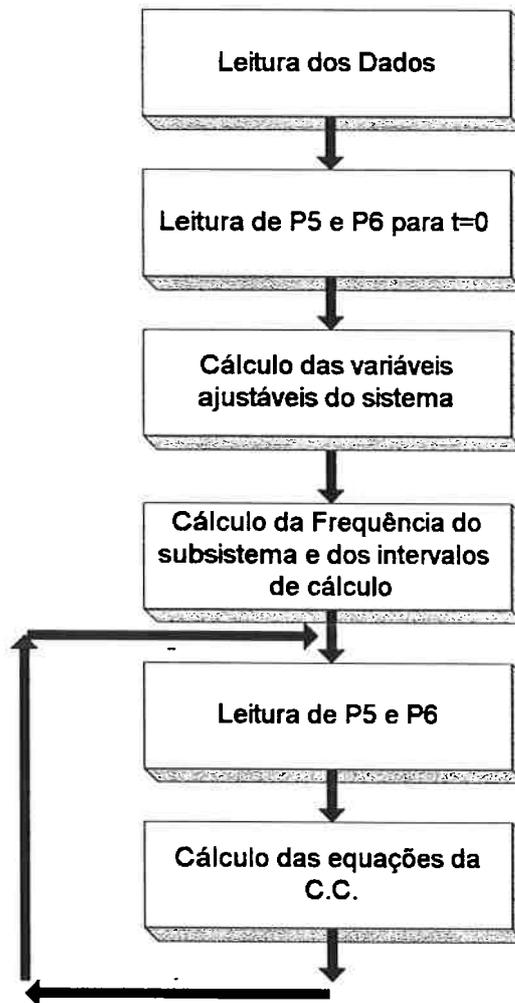


Figura 6.4 – Esquema de cálculo do programa da Condição de contorno

A figura 6.5 mostra o ensaio transitório VALV2, que é similar ao VALV1, mas aqui as pressões à jusante bem como a montante foram reguladas a um patamar diferente. O fechamento de  $V_1$  provocou aumento de pressão em  $P_6$  e por sua vez um fechamento da VCA. O declínio leve da pressão  $P_6$  no regime permanente final causou um rápido aumento do valor de  $y_h$  no modelo de cálculo o que por sua vez não foi observado na prática apesar de estarmos ainda dentro de uma precisão de 1%. Note que a escala do gráfico está bem ampliada dando a noção de detalhes, se aplicássemos a escala de 0 a 100% estas diferenças não ficariam visíveis.

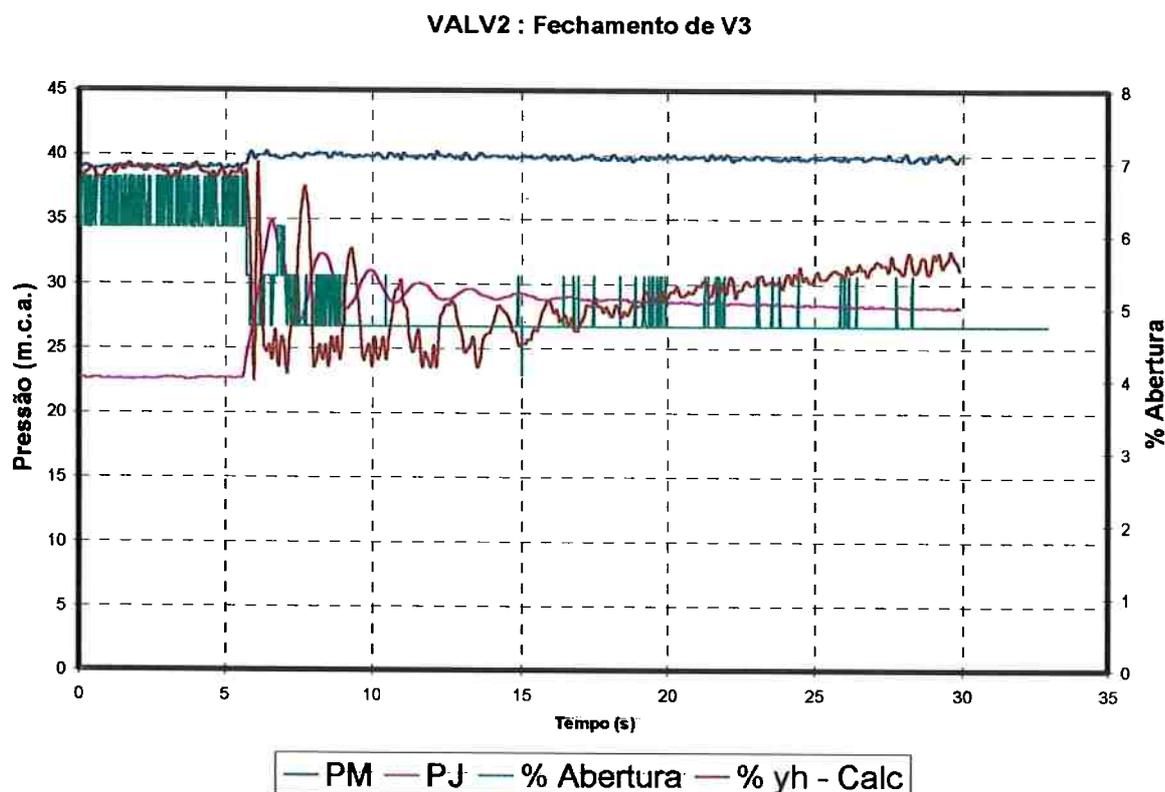


Figura 6.5 – Valores medidos x Abertura Calculada S4-VALV2

As inconsistências e seus motivos foram eliminados um a um pela adoção de modelos mais “calibrados” para cada uma das variáveis. Percebeu-se que a variação de posição x coeficiente de perda de carga publicada no catálogo da BARBARÁ não corresponde exatamente ao comportamento, principalmente durante os transientes rápidos. Este fato foi determinado na calibração do modelo da rede, e obrigou uma nova simulação de todos os transientes testados aqui nesta fase de calibração.

O modelo foi testado para várias combinações de valores de pressão à montante e à jusante da VCA. A pressão a montante foi regulada por uma válvula intermediária que permitia a introdução de uma perda de carga fixa. Por questões de modelamento da rede hidráulica, e para melhor entendimento de como se variou a pressão à montante da VCA introduzimos uma válvula

simples à rede , já discutida, da figura 5.1 do capítulo 5. A rede final, escopo das calibrações subsequentes está descrita na figura 6.6.

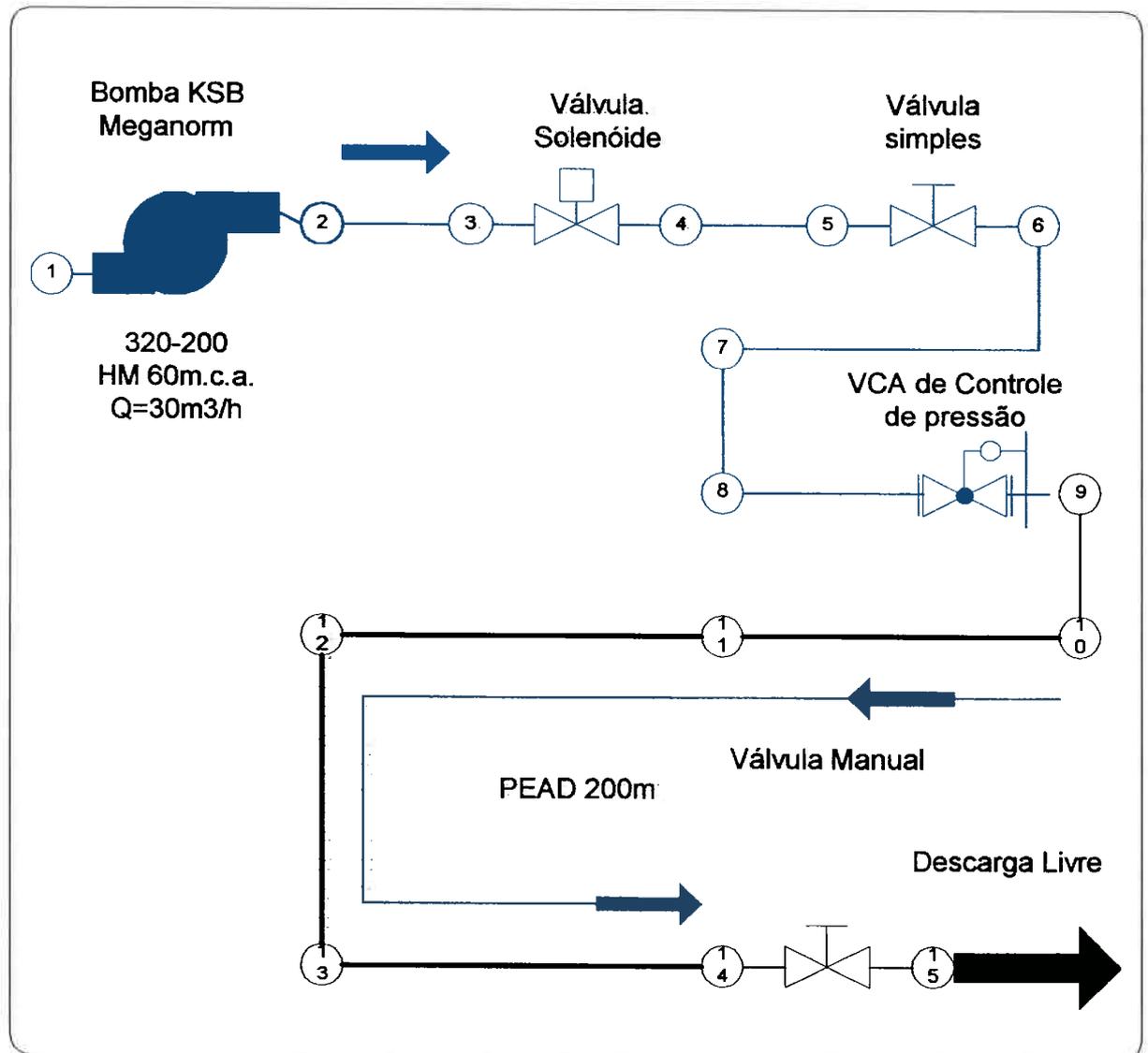


Figura 6.6 – Esquema da rede mostrando a válvula de regulação simples

O teste ensaiado mostrado na figura 6.7 (VALV3) também representa um fechamento de  $V_3$  em 0.2 s com uma diferença de pressão regulada entre montante e jusante na VCA de 34 m.c.a. Para este gráfico ocorreu uma satisfatória coincidência dos valores medidos e calculados para a posição da VCA.

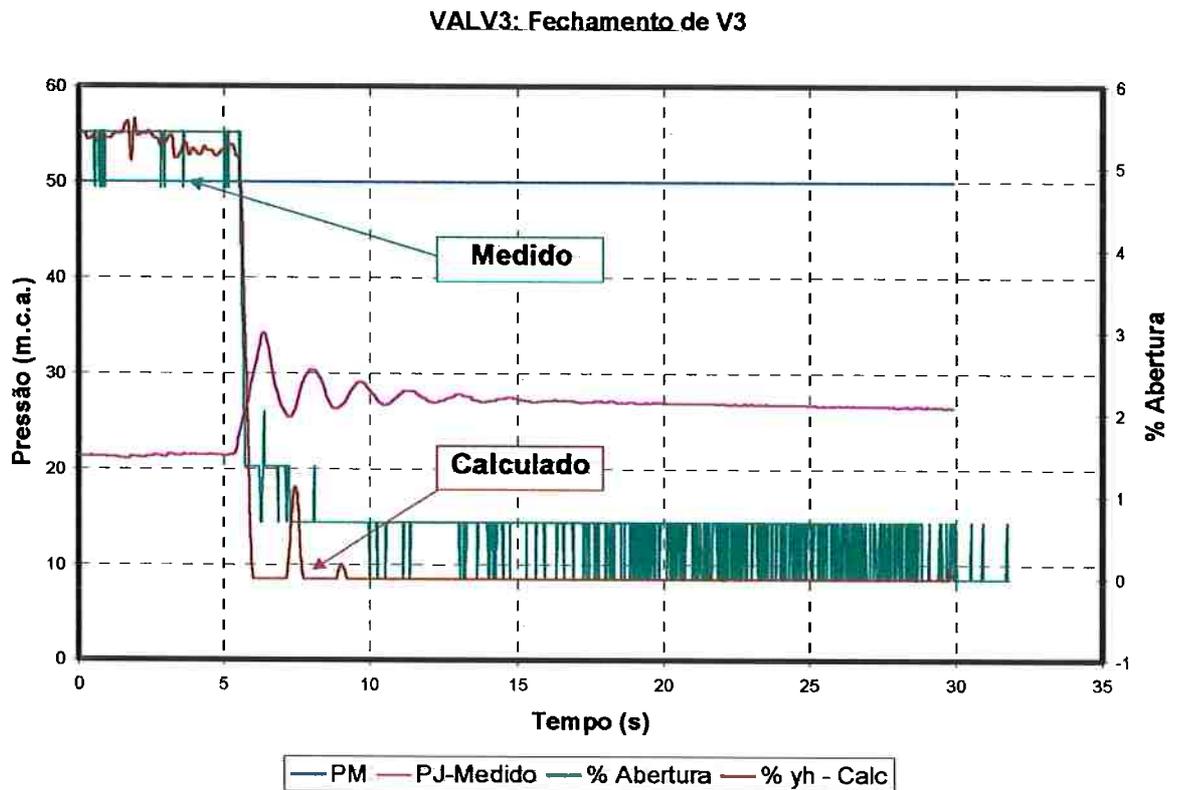


Figura 6.7 – Valores medidos x Abertura Calculada S5-VALV3

Uma variável de importância que foi estimada se usando referências de trabalhos anteriores foi o comprimento hidráulico de amortecimento. Este comprimento hidráulico tem uma capacidade considerável de estabilizar ou desestabilizar a VCA. Se desconsiderássemos totalmente os termos associados ao amortecimento em todas as equações diferenciais de 2ª ordem não se obteria resultados estáveis como os demonstrados. O comprimento de amortecimento nos ensaios e simulações permaneceu fixo em coerência com as regras tiradas de referências como VIERSMA<sup>(77)</sup>, SHIH-YING; BLACKBURN<sup>(65)</sup>.

O comportamento das variáveis que determinam a característica da válvula piloto como  $y_{p1h}$  e a pressão  $P_{LP}$  estão demonstradas nos gráficos subsequentes. Estas correspondem a simulação VALV3 mostrada na figura

anterior. As variáveis representadas em tracejado estão para a posição do obturador, diafragma do piloto, e a posição do obturador da VCA. Note que como era de se esperar  $y_{p2}$  e  $y_{p1}$  são complementares, não sendo notado aqui qualquer interferência ou fluxo reverso. A pressão  $P_{LP}$  é muito próxima de  $P_2$  como esperado e a pressão  $P_L$  se encontra entre  $P_1$  e  $P_2$  que respectivamente são  $P_8$  e  $P_9$  de acordo com a figura 6.6.

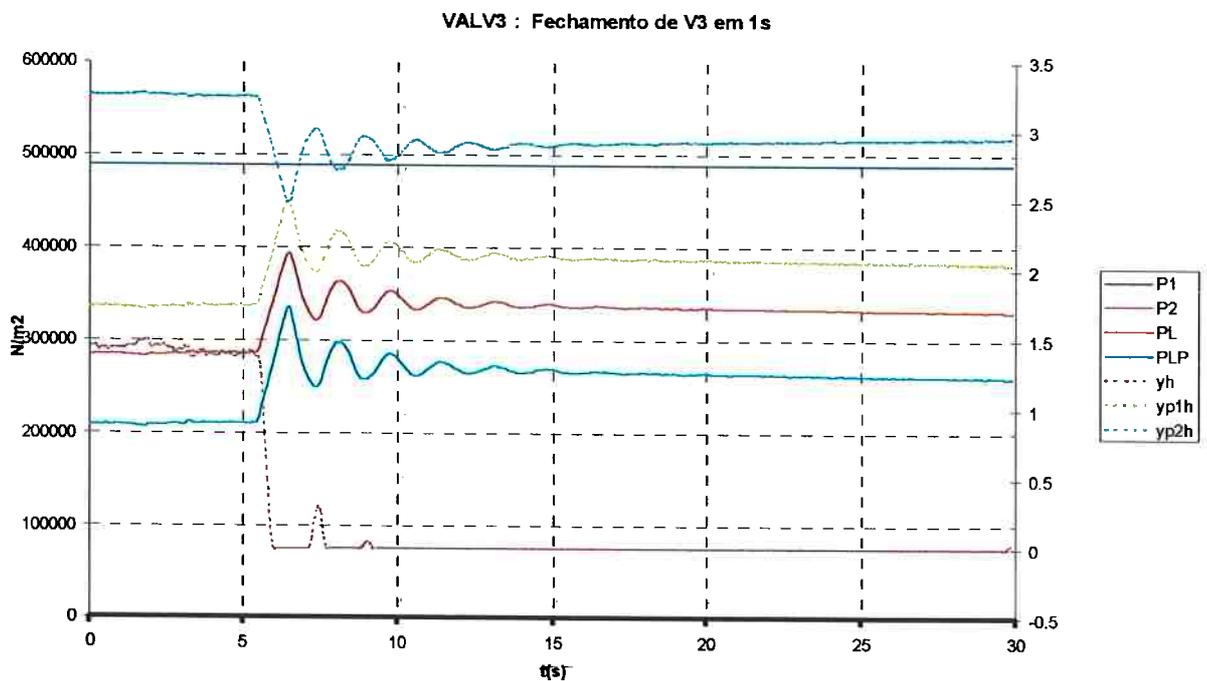


Figura 6.8 – Comportamento das demais variáveis do sistema S5-VALV3

Um interessante exemplo que também foi testado é o mostrado na figura 6.9. Aqui uma interrupção no filtro do existente nos tubos do piloto ocasionou um transiente hidráulico peculiar e mostrou também um risco do sistema. Um corpo estranho passou a flutuar no filtro e afetou o comportamento da VCA que começou a oscilar ocasionando variação da pressão controlada a jusante. Como o equipamento de medição estava ligado decidimos tomar os valores, já

que esse transiente não poderia ser facilmente gerado por uma movimentação de válvula a jusante. A movimentação do obturador segue uma regra que é diretamente proporcional a maneira pela qual o sistema reagiu. A movimentação no obturador provocou uma flutuação periódica de +- 5 m.c.a. O transiente foi simulado com o programa da condição de contorno e um resultado com a mesma periodicidade pode ser obtido. Os picos ficaram cerca de 2% maiores que os picos registrados na prática. A periodicidade mostra que o amortecimento ajustado para o modelo é satisfatório mas existe aqui certa diferença para com a perda de carga interna do sistema de controle e também variação em relação à lei de perda de carga da VCA.

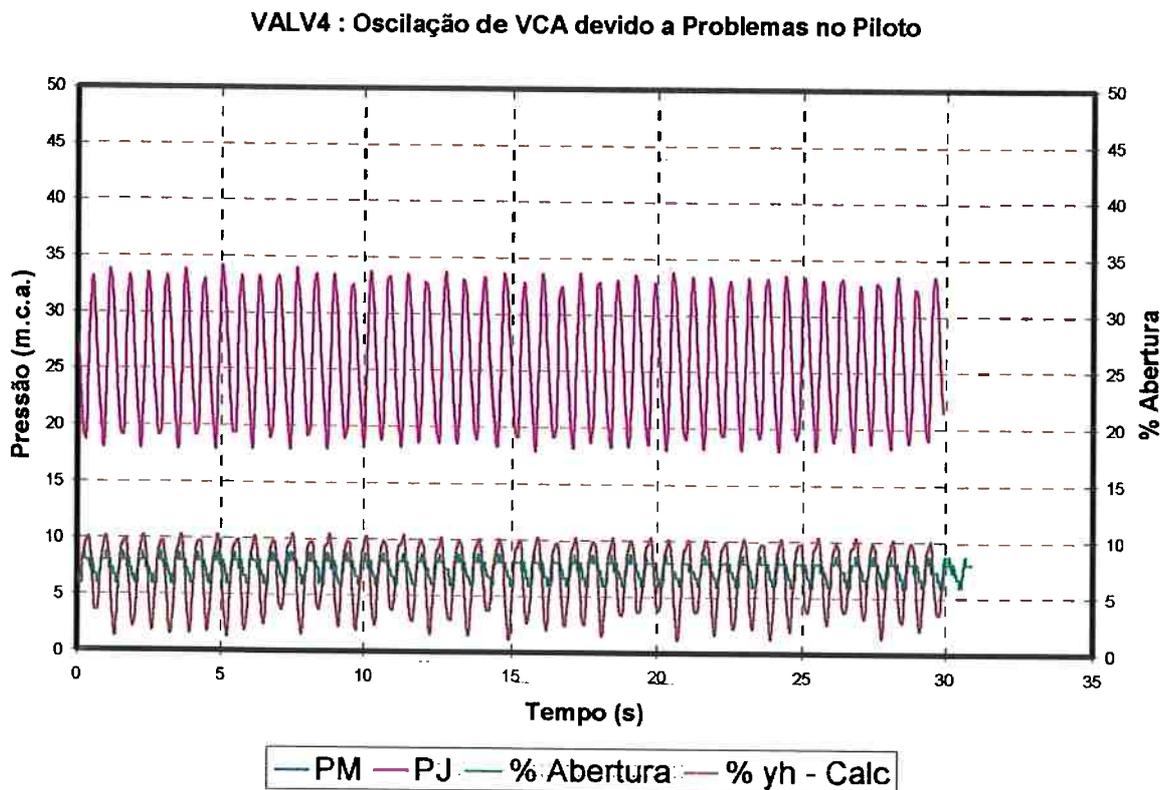


Figura 6.9 – Valores medidos x Abertura Calculada S6-VALV4

O transiente a seguir mostra a comparação obtida na abertura de  $V_3$ . O sistema, com  $V_3$  fechada, encontrava-se pressurizado. A abertura dessa

válvula provoca a agora o decréscimo da pressão à jusante da VCA e evidentemente temos uma abertura da mesma.

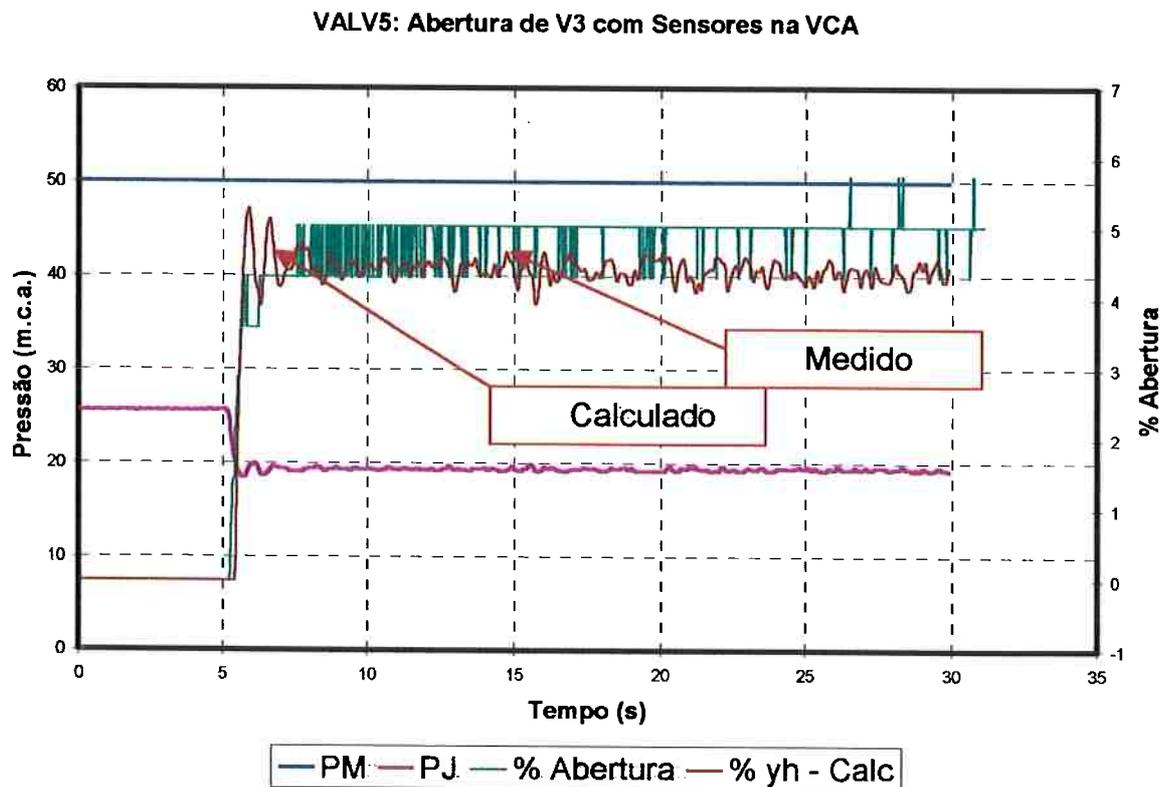


Figura 6.10 – Valores medidos x Abertura Calculada S7-VALV5

A variação de pressão de 7 m.c.a. entre os segundos 5.0 e 5.3 provoca o movimento maior da VCA que também é reproduzido pelo modelo simulado. Note que a VCA permanece fluando entre 4.2% e 5% limitada pela sensibilidade do sensor resistivo. Estas flutuações podem ser menores, da ordem de grandeza das flutuações medidas, entretanto, o sensor não foi capaz de registrar as amplitudes instantâneas registrando apenas que elas ocorrem, mas com um valor relativo ao fundo de escala acertado.

O gráfico da figura 6.11 mostra um transiente especialmente ensaiado para verificação do comportamento do sistema em sequências de abertura e

fechamento da VCA de controle. A válvula de manobra V3 foi fechada e aberta fazendo flutuar o obturador da VCA. Os resultados mostram a resposta da VCA acompanhando a curva medida. A posição final da VCA calculada mostra a mesma fechada.

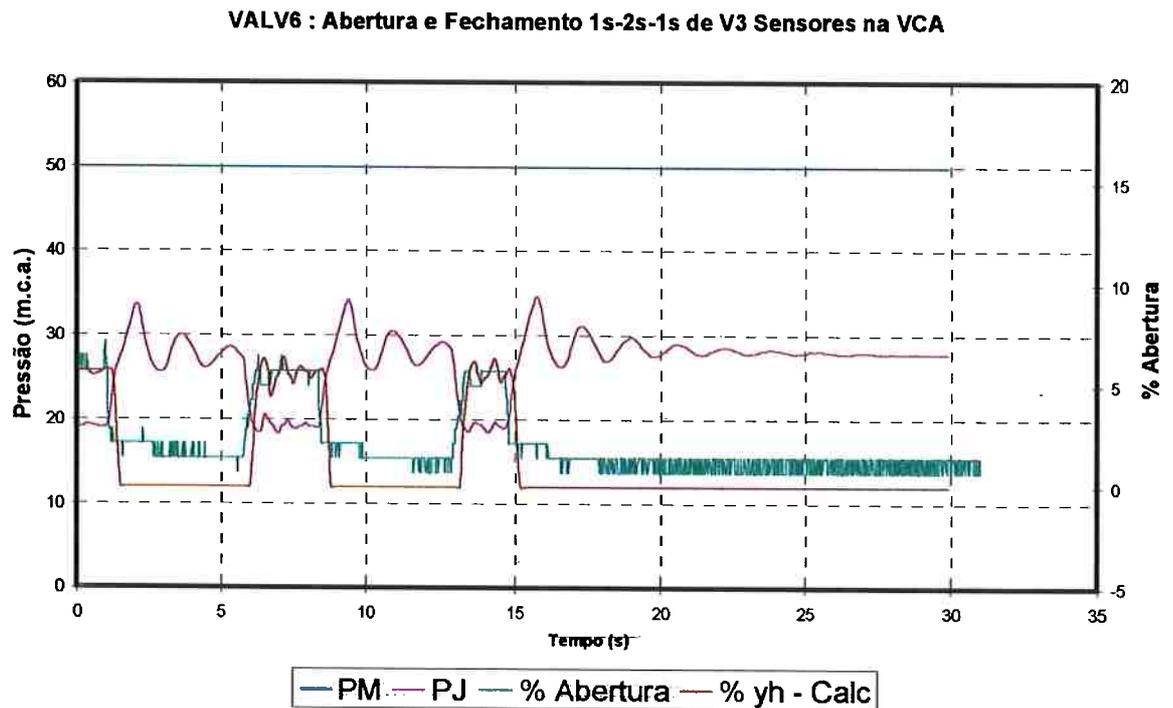


Figura 6.11 – Valores medidos x Abertura Calculada S8-VALV6

Os próximos transientes foram executados mantendo-se então a V3 aberta e acionando-se a válvula solenóide pelo computador em movimento de abertura. Para todos os transientes simulados com a condição de contorno, usou-se um procedimento diferente do aplicado até então. As condições iniciais da VCA não podem ser determinadas no início do transiente pois não há escoamento pela mesma uma vez que a válvula solenóide se encontra fechada. Assim cada uma das simulações foi feita duas vezes e a rotina foi alterada para que pudéssemos simular a condição transiente. Em uma primeira simulação, a rotina para controlar os valores iniciais permaneceu ativa no regime

permanente final e não no inicial, assim, se pode ajustar as variáveis para a condição final. Na segunda simulação esta rotina permanece inativa mas as variáveis de controle já estão ajustadas para o valor do regime permanente final. Este comportamento reproduz o que foi feito na prática, em que, estabelecida a condição permanente se desligou  $V_1$  para ligá-la novamente instantes depois. Ou seja, existiu uma condição já acertada inicialmente que com a presença de fluxo pode ser reproduzida. Exatamente este procedimento teve que ser repetido no simulador para que se pudesse obter resultados possíveis de serem comparados aos resultados medidos. Neste primeiro transiente, chamado de START2, quando os ajustes da rede produziram um regime permanente final com a pressão a montante da VCA em cerca de 50 m.c.a. e a pressão à jusante à 20 m.c.a., o comportamento da VCA não conseguiu reproduzir um pico a 35 % da abertura em função do mau ajuste. Em um segundo transiente, chamado de START3, demonstrado na figura 6.13, os ajustes da abertura da agulha, das posições iniciais e do pre-tensionamento puderam ser melhor determinados, e com isso os picos foram reproduzidos de uma maneira mais aproximada.

START2: Start de V1 via Computador - Sensores na VCA

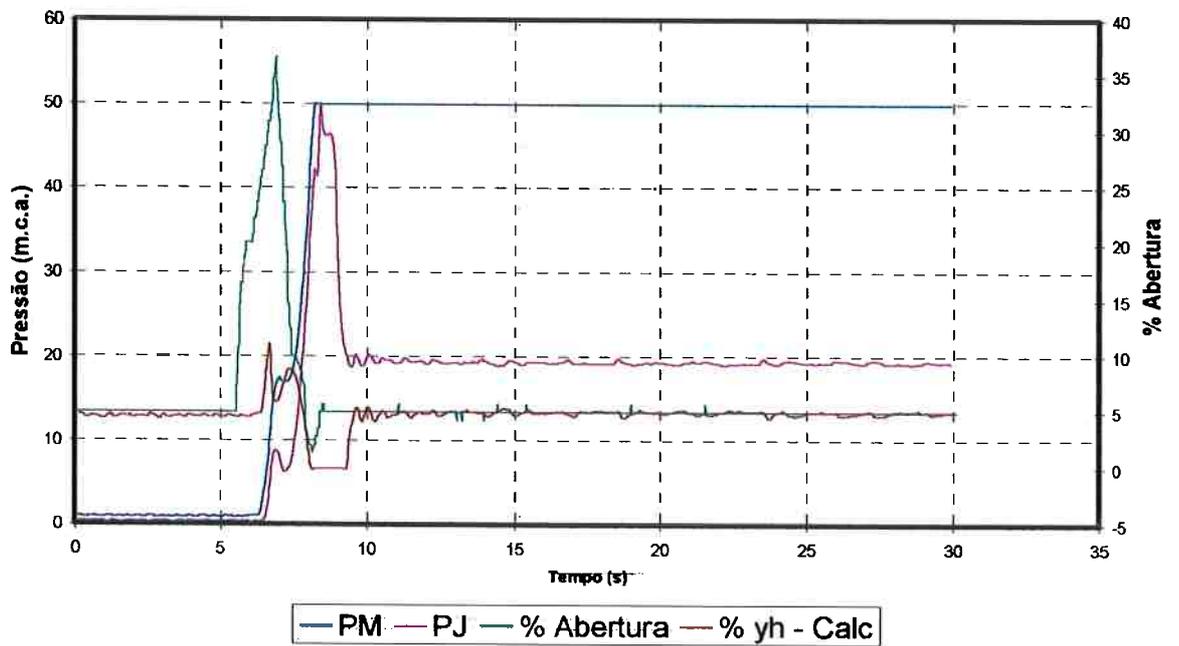


Figura 6.12 – Valores medidos x Abertura Calculada S9-START2

START3: Start de V1 via computador-Sensores na VCA

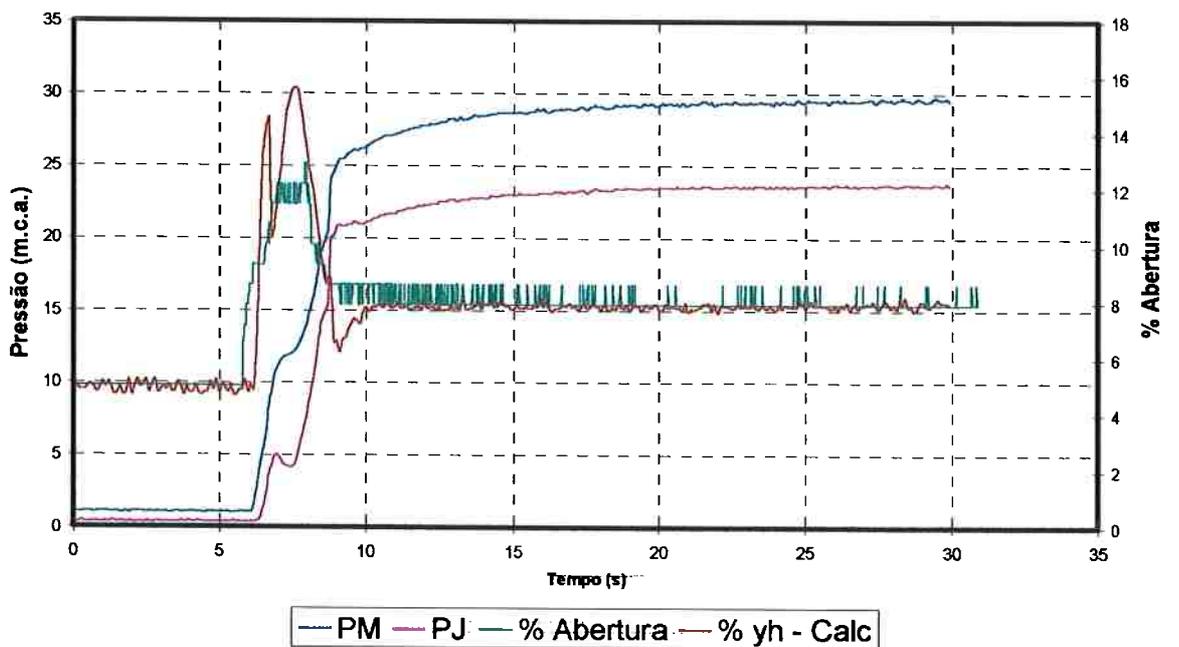


Figura 6.13 – Valores medidos x Abertura Calculada S10-START3

Nesta simulação a diferença de pressão no regime permanente final ficou em 7 m.c.a. O comportamento da VCA pôde ser bem melhor reproduzido.

Os 4 próximos transientes referem-se ao mesmo tipo de regulação do parafuso de pré tensionamento da mola do piloto. Para cada um dos ensaios foi apenas alterada a posição da válvula agulha de regulação do tempo de resposta da VCA. Estas simulações apresentam uma diferença de pressão regulada para o regime permanente final de 20 m.c.a.. No ensaio START4 a agulha está regulada para uma resposta mais rápida, a duas voltas apenas, o que significa que a passagem de água pela mesma é pequena. No ensaio START5 regulou-se a agulha para 7 voltas , ou seja com uma passagem de fluido maior , no ensaio START6 a agulha estava totalmente fechada e no ensaio START7 a agulha estava regulada a 9.5 Voltas ou totalmente aberta.

As figura 6.14 a 6.17 mostram a comparação dos resultados medidos e ensaiados para o posicionamento do obturador da VCA.

START4: Start de V1 via computador- Sensores na VCA-2 Voltas na Agulha

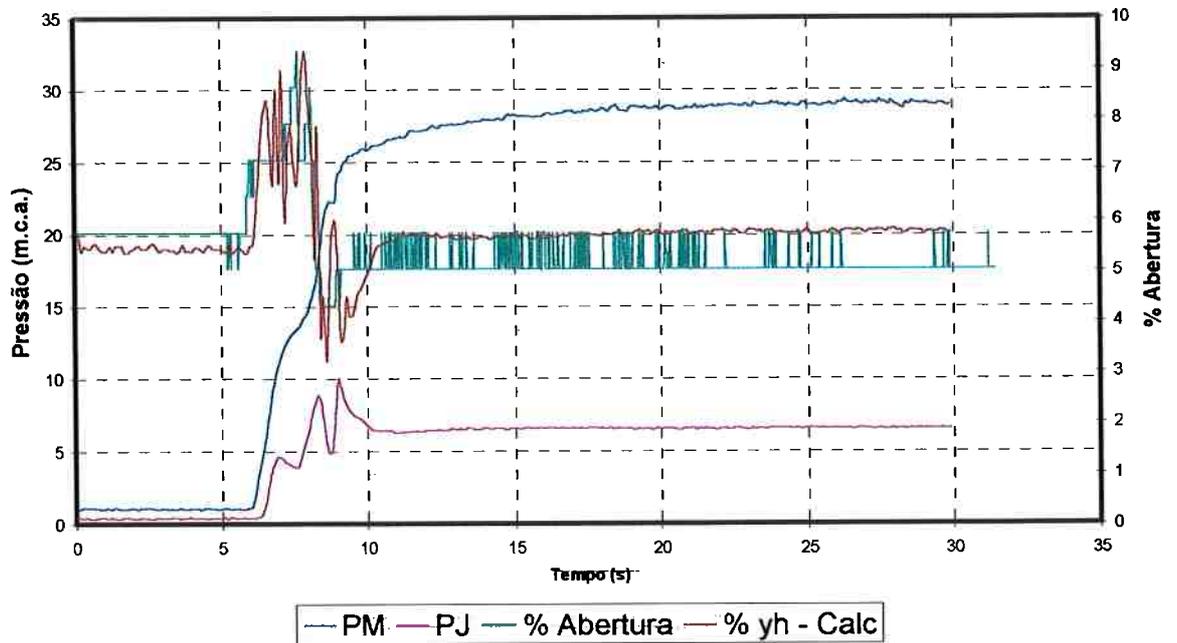


Figura 6.14 – Valores medidos x Abertura Calculada S11-START4

START5: Abertura de V1 via computador -Sensores na VCA - Agulha a 7 Voltas

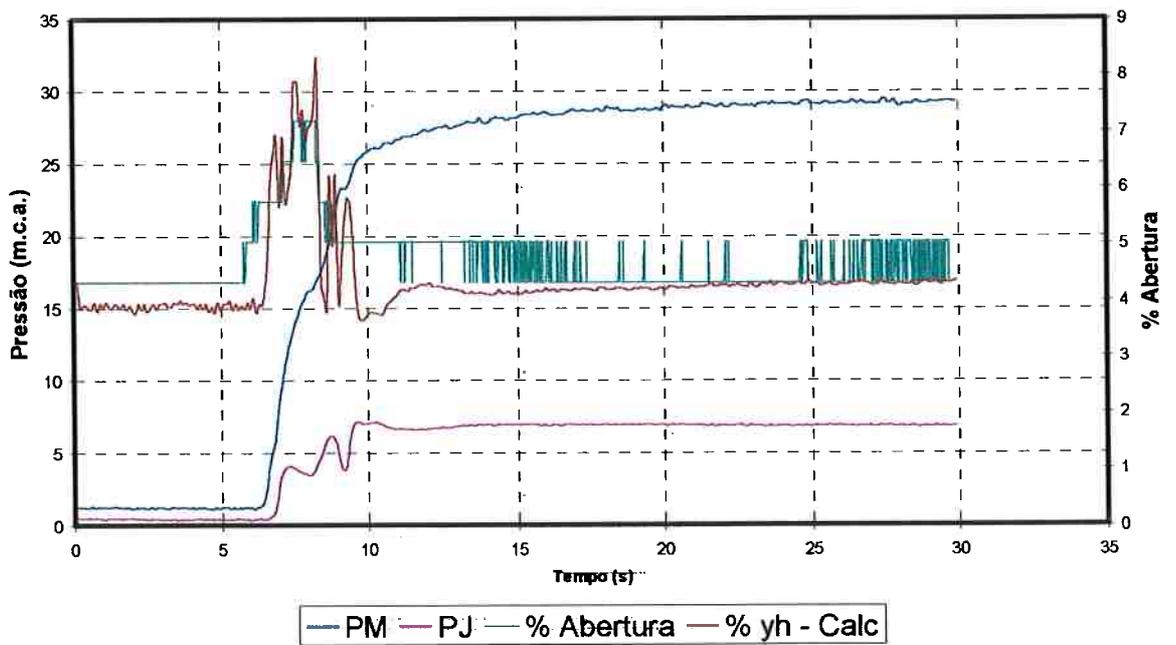


Figura 6.15 – Valores medidos x Abertura Calculada S12-START5

START6: Abertura de V1 via computador-Sensores na VCA-Agulha

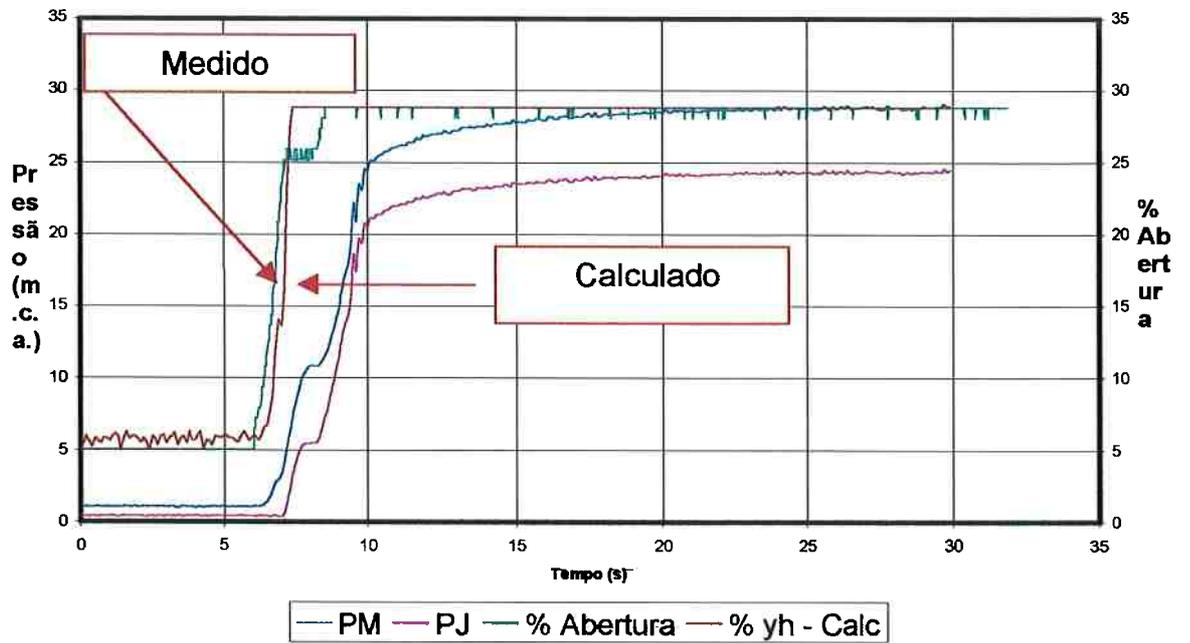


Figura 6.16 – Valores medidos x Abertura Calculada S13-START6

START7: Abertura de V1 via computador-Agulha totalmente Aberta 9.5 Voltas

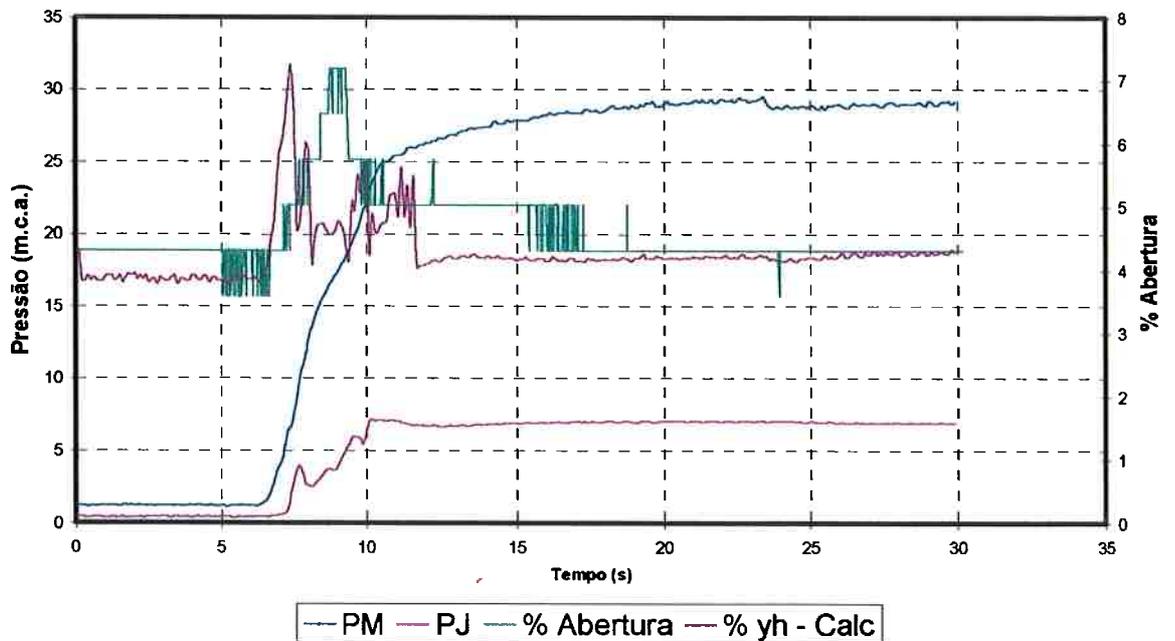


Figura 6.17 – Valores medidos x Abertura Calculada S14-START7

Os resultados, medidos, quando comparados com os resultados calculados denotam coerência. No ensaio chamado de START6, quando a agulha esteve totalmente fechada, não se pôde atingir a condição de regulação pré estabelecida pelo aperto do parafuso do piloto. Para os demais gráficos da sequência, esta pressão pré estabelecida, que era de 7 m.c.a., foi atingida. O cálculo acompanhou a variação da agulha para todos os ensaios, inclusive para o ensaio START6 aonde não se conseguiu obter a condição regulada. As respostas da VCA, comparativamente puderem ser colocadas em um gráfico a parte onde se pode perceber a influência da abertura da agulha. Basicamente, quanto mais aberta esta estiver, mais demorada é a resposta da VCA para que se atinja um valor de regulação à jusante. E mais tarde o movimento do obturador é iniciado. A agulha totalmente fechada significa que o sistema não regulará.

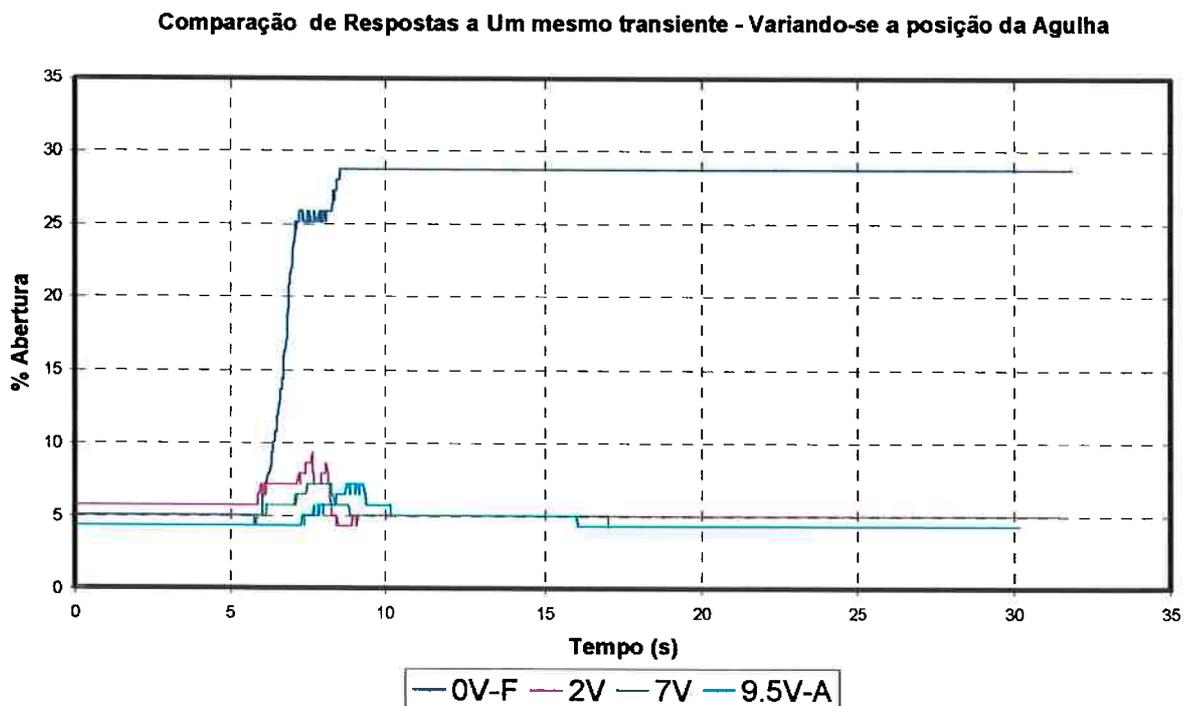


Figura 6.18 – Valores medidos START4 x START5 x START6 x START7

Retirando-se a curva com a agulha totalmente fechada, podemos ver o detalhe da comparação para diferentes aberturas da agulha da VCA. A figura 6.19 mostra que quanto mais fechada está a agulha, mais rápida é o movimento do obturador para uma mesma condição testada.

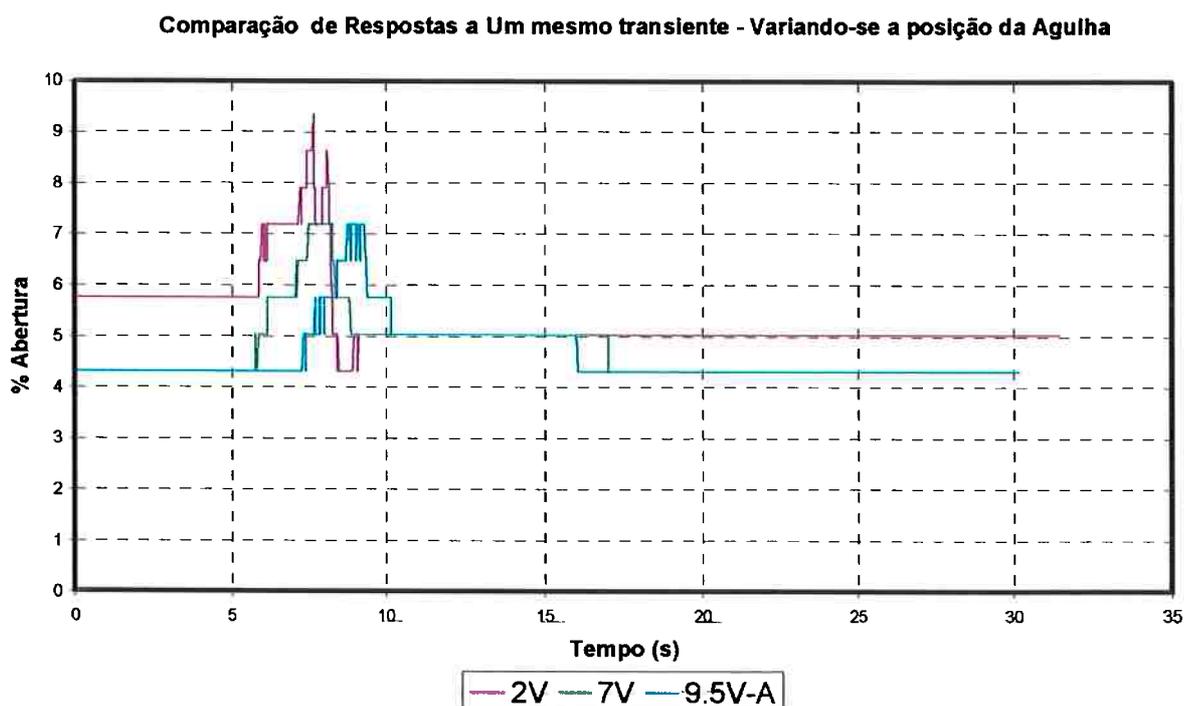


Figura 6.19 – Valores medidos START4 x START5 x START7

### 6.3.2) ETAPA-2 Calibração do Modelo da Rede calculado pelo MOC

O programa base para a simulação da rede hidráulica pelo modelo unidimensional foi apresentado por POLL<sup>(54)</sup> <sup>(55)</sup>, mas teve que ser sensivelmente modificado em função das próprias técnicas computacionais disponíveis nos dias atuais, que permitiram uma extensão maior do número e da quantidade das variáveis calculadas, e, em virtude da introdução do método cruzado modificado MOCM.

O programa apresentado aqui também opera segundo um mesmo conjunto de equações tanto no regime permanente quanto durante o transiente hidráulico. Anteriormente usamos do artifício de se estabelecer o regime permanente através de uma simplificação no algoritmo que ajustava todos os tubos para 2 duas seções de cálculo e um nó intermediário chamado de  $N_3$ . Esta simplificação produz os mesmos resultados para regime permanente do modelo para cálculo do transiente, quando todos os tubos são calculados com um número de seções diferenciado, dependente do comprimento e da celeridade dos mesmos. Este modelo simplificado também é bastante rápido exigindo um número menor de passos de cálculo, item que tinha uma importância significativa no começo da década de 90. O transiente era então calculado com os dados iniciais do regime permanente, o que sempre provocava um pequeno desequilíbrio numérico que poderia ser sentido nos gráficos, sendo então necessário que se atingisse um novo equilíbrio no modelo de cálculo do transiente.

Neste trabalho, em virtude dos recursos computacionais serem mais potentes, eliminamos o problema do desequilíbrio que se originava quando da troca dos modelos e passamos a simular todo o escoamento com o modelo em que os tubos são calculados em várias seções, ou simplesmente o modelo completo. Assim o programa obedece a uma mesma regra, tanto para regime permanente inicial, transiente e regime permanente final e exigisse um equilíbrio total para os três instantes.

O cálculo do escoamento deve obedecer a 4 fases distintas: uma fase para convergência, uma segunda fase para se estabelecer o regime permanente e eventuais variáveis que possam ser calculadas durante este instantes de

tempo, uma terceira fase para o cálculo do regime transitório e uma última fase para o cálculo do regime permanente final. Todas as fases fazem uso do mesmo algoritmo base existindo diferenças quanto as rotinas associadas. O esquema está mostrado na figura 6.20 abaixo.

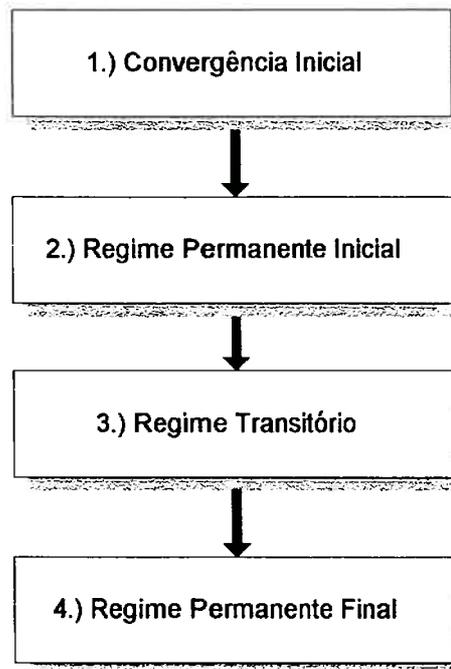


Figura 6.20 - Esquema de Cálculo do modelo de simulação em redes

Um dos primeiros testes para se averiguar e calibrar programas que resolvam as equações da quantidade de movimento e continuidade é a comparação dos resultados em regime permanente com testes padrão já publicados anteriormente. Um das mais interessantes testes foi o sugerido por PEREIRA<sup>(53)</sup> em 1987 que foi também usado por POLL<sup>(54) (55)</sup> para calibrar o modelo tradicional, simplificado para regime permanente. Esta rede de teste não possui nenhum ENO especial mas testa a continuidade em uma rede de tubos. PEREIRA<sup>(53)</sup> sugeriu uma sequência de testes dos quais o mais complexo é o apresentado na figura 6.21.



N.	ENO	Vazão (l/s)	Nó M	Pressão (m.c.a.)	Nó J	Pressão (m.c.a.)
1	RES1	-----	1	80.00	2	80.00
2	T1	214.55	2	80.00	3	75.32
3	T2	78.99	3	75.32	4	74.68
4	T3	214.55	4	74.68	5	70.00
5	RES2	-----	5	70.00	6	70.00
6	T4	39.85	3	75.32	7	75.15
7	T5	67.78	7	75.15	4	74.68
8	T6	39.85	3	75.32	8	75.15
9	T7	67.78	8	75.15	4	74.68
10	T8	27.92	3	75.32	9	75.24
11	T9	27.92	9	75.24	7	75.15
12	T11	27.92	3	75.32	10	74.24
13	T10	27.92	10	75.24	8	75.15

Tabela 6.1 - Resultados obtidos em (53) e (54)

N.	ENO	Vazão (l/s)	Nó M	Pressão (m.c.a.)	Nó J	Pressão (m.c.a.)
1	RES1	-----	1	80.00	2	80.00
2	T1	214.53	2	80.00	3	75.32
3	T2	78.99	3	75.32	4	74.68
4	T3	214.53	4	74.68	5	70.00
5	RES2	-----	5	70.00	6	70.00
6	T4	39.85	3	75.32	7	75.15
7	T5	67.78	7	75.15	4	74.68
8	T6	39.85	3	75.32	8	75.15
9	T7	67.78	8	75.15	4	74.68
10	T8	27.92	3	75.32	9	75.24
11	T9	27.92	9	75.24	7	75.15
12	T11	27.92	3	75.32	10	75.24
13	T10	27.92	10	75.24	8	75.15

Tabela 6.2- Resultados atuais obtida com precisão de 0.01 l/s

Esta comparação mostra que o algoritmo central produz resultados coerentes. O algoritmo também foi testado quanto à resposta em regime permanente para com uma série de outras redes publicadas e em todas a precisão atingida é bastante razoável. É importante também salientar que ao se obter estas respostas para regime permanente, em que não existe influência da parcela transitória no termo de atrito, o fator  $k_3$  foi ajustado para 0. O modelo tem o fator de malha e atrito alterado somente quando existir aceleração que justifique a correção do termo de atrito.

Outro exemplo simples para constatação da calibração do algoritmo para regime permanente consiste em se comparar os resultados da análise de uma pequena rede. Esta rede mostrada pela figura 6.22 pode ser facilmente calculada através da resolução da equação de Bernoulli para a linha hidráulica dentro de uma planilha eletrônica.

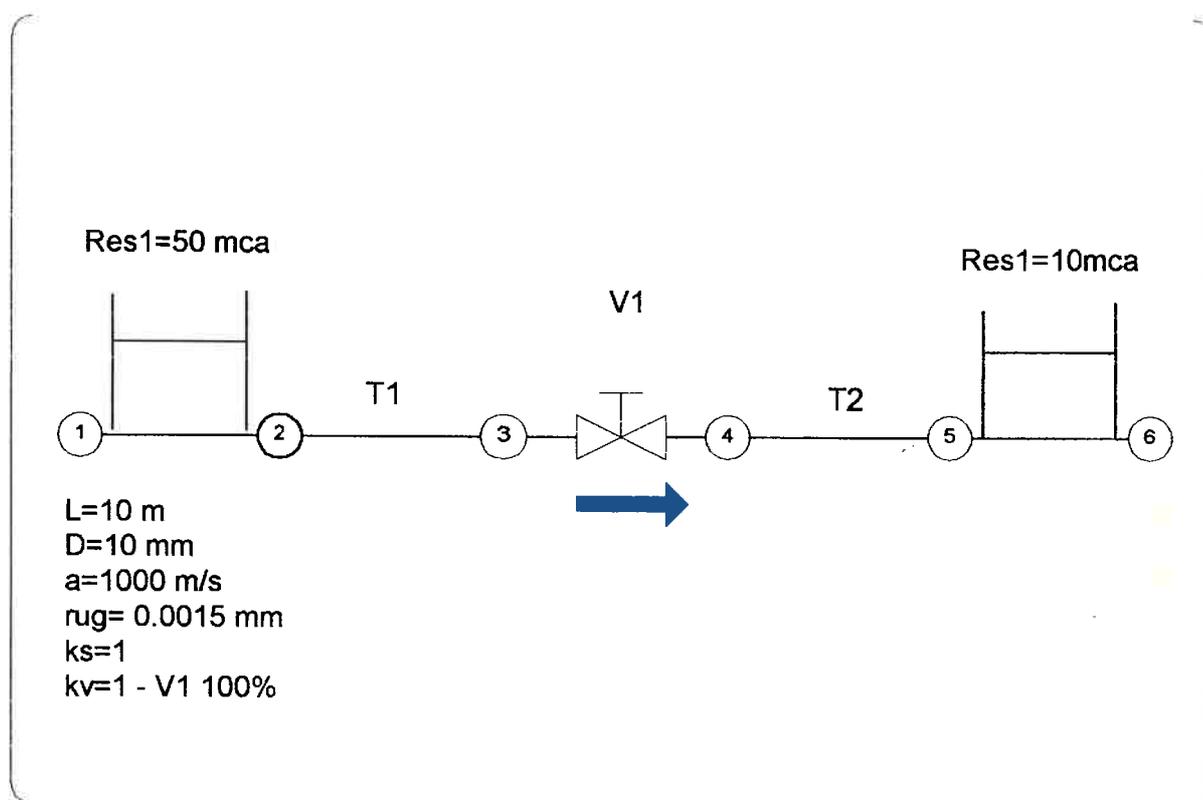


Figura 6.22 - Rede de teste avaliada por Bernoulli

Nesta planilha assim como no algoritmo principal do modelo de redes proposto, utiliza-se a aproximação explícita para o diagrama de MOODY a partir de um dado inicial admitido para o número de REYNOLDS.

$$f = \frac{1.325}{\left[ \ln\left(\frac{\varepsilon}{3.7D} + \frac{5.74}{R^{0.9}}\right) \right]^2} \quad (6.1)$$

Os resultados da planilha estão mostrados abaixo, considerando-se que a válvula intermediária adiciona uma singularidade unitária ao sistema.

O valor da vazão e das cargas nos nós 3 de 4 estão mostrados na mesma. A tabela seguinte mostra o valor dos resultados obtidos com o emprego do algoritmo de cálculo de redes. Nota-se que os valores obtidos são idênticos

Reynolds	Q(m3/s)	f	Leq	V(m/s)	Q (m3/s)	Q (l/s)	H3(m)	H4(m)
3000	0.000238	0.0445	21.802	5.9997	0.01178	11.78	31.835	28.165
297016.3	0.02356	0.0147	9.8955	8.9055	0.017486	17.486	34.042	25.958
440868.4	0.034971	0.0138	9.5269	9.0762	0.017821	17.821	34.199	25.801
449316.4	0.035641	0.0138	9.5105	9.084	0.017836	17.836	34.206	25.794
449704.2	0.035672	0.0138	9.5097	9.0844	0.017837	17.837	34.206	25.794
449721.8	0.035673	0.0138	9.5097	9.0844	0.017837	17.837	34.206	25.794
449722.6	0.035673	0.0138	9.5097	9.0844	0.017837	17.837	34.206	25.794
449722.7	0.035673	0.0138	9.5097	9.0844	0.017837	17.837	34.206	25.794
449722.7	0.035673	0.0138	9.5097	9.0844	0.017837	17.837	34.206	25.794
449722.7	0.035673	0.0138	9.5097	9.0844	0.017837	17.837	34.206	25.794
449722.7	0.035673	0.0138	9.5097	9.0844	0.017837	17.837	34.206	25.794
449722.7	0.035673	0.0138	9.5097	9.0844	0.017837	17.837	34.206	25.794
449722.7	0.035673	0.0138	9.5097	9.0844	0.017837	17.837	34.206	25.794
449722.7	0.035673	0.0138	9.5097	9.0844	0.017837	17.837	34.206	25.794
449722.7	0.035673	0.0138	9.5097	9.0844	0.017837	17.837	34.206	25.794
449722.7	0.035673	0.0138	9.5097	9.0844	0.017837	17.837	34.206	25.794
449722.7	0.035673	0.0138	9.5097	9.0844	0.017837	17.837	34.206	25.794
449722.7	0.035673	0.0138	9.5097	9.0844	0.017837	17.837	34.206	25.794

Tabela 6.3- Obtida pelo cálculo através da aplicação de Bernouli à rede da figura 6.22

N.	ENO	Vazão (l/s)	Nó M	Pressão (m.c.a.)	Nó J	Pressão (m.c.a.)
1	RES1	-----	1	50.00	2	50.00
2	T1	17.84	2	50.00	3	34.206
3	V1	17.84	3	34.206	4	25.794
4	T2	17.84	4	25.794	5	10.00
5	RES2	-----	5	10.00	6	10.00

Tabela 6.4-Obtida pelo cálculo através do programa de redes

Com base nestes dois exemplos simples, mostra-se que o programa se encontra calibrado para o regime permanente.

Passamos então ao passo seguinte que é a calibração do mesmo para o regime transitório de operação aonde tratamos da influência do termo de atrito discutido no capítulo anterior.

O cálculo do transiente hidráulico em uma rede que não se limita a um reservatório de montante, um tubo e uma válvula de descarga livre, como os exemplos testados por BUGHAZEM;ANDERSON<sup>(14)</sup> em 1996 e especialmente o precursor BRUNONE et al. <sup>(13)</sup> em 1991. O exemplo é mais complicado. O uso do modelo MOC tradicional sem a adição do termo de atrito não permite que se compare dados medidos com os calculados pois as discrepâncias serão muito grandes. O amortecimento na prática é muito maior que o indicado pelo MOC tradicional sem a adição do termo  $k_3$ . Entretanto, muito importante é a afirmação de que a introdução do modelo de atrito altera as condições em regime permanente. Ou seja para um mesmo conjunto de coeficientes de perda de carga usados em um exemplo calculado pelo MOC será obtido um resultado em regime permanente que não é 100 % consistente com o gerado por esse mesmo conjunto de coeficientes aplicados a esse mesmo exemplo quando calculado pelo MOCM. Esse problema precisa ser contornado por meio do uso de uma rotina que verifica a variação de vazão no tempo durante o transiente e ativa o modelo modificado.

Obviamente que o modelo pode ser usado para regime permanente sem o uso de uma rotina especial, mas nesse caso os fatores de atrito precisam ser reavaliados para que possamos obter os mesmos valores do método tradicional, se for este o termo de comparação.

Outro ponto importante a ser realçado na calibração é o tipo de a precisão da lei de variação hidráulica das válvulas envolvidas. As leis de variação de posição em função dos valores de perda de carga impostos ao sistema precisam ser o mais corretos possíveis para que se consiga uma boa comparação entre dados medidos e dados calculados. Esses dados precisam ser obtidos por ensaios e informados pelos fabricantes, adicionando-se a premissa de que esses ensaios devem ser realizados de modo extensivo da forma mais variada possível. Pois se sabe que a lei de variação de perda de carga em função da posição de abertura de uma válvula pode ainda variar dependendo das condições de operação e da eventual ocorrência do fenômeno de cavitação.

Estes dados quase nunca estão disponíveis de uma forma bastante precisa o que nos obriga a usar aproximações equivalentes principalmente no que toca as válvulas do tipo globo e gaveta. Mesmo para a VCA o gráfico existente nos catálogos de fabricantes informam a variação, inclusive quando do acoplamento do dispositivo V-PORT, mas não está explícito sob quais condições tais dados foram obtidos. Foi a princípio empregada a lei de variação descrita e publicada pelo fabricante, mas se constatou que a mesma não é totalmente coerente para nenhuma das condições ensaiadas. Conclusão que pode ser tirada apenas se comparando os trechos em que eram estabelecidos o regimes permanentes. Isto obrigou-nos a usar um fator de correção para a lei equivalente tirada do gráfico do fabricante. A figura a seguir 6.23 mostra os gráficos obtidos e as funções de interpolação calculadas para a VCA. O fator de correção usado foi uma constante de valor próximo de 33, que compatibilizou a perda de carga gerada pela VCA com a diferença de

pressão entre os nós de montante e jusante no regime permanente em todos os ensaios executados. Disto pode-se concluir que existe a necessidade do fabricante publicar bem mais claramente as leis características de seus produtos e principalmente o meio pelo qual as mesmas foram estabelecidas.

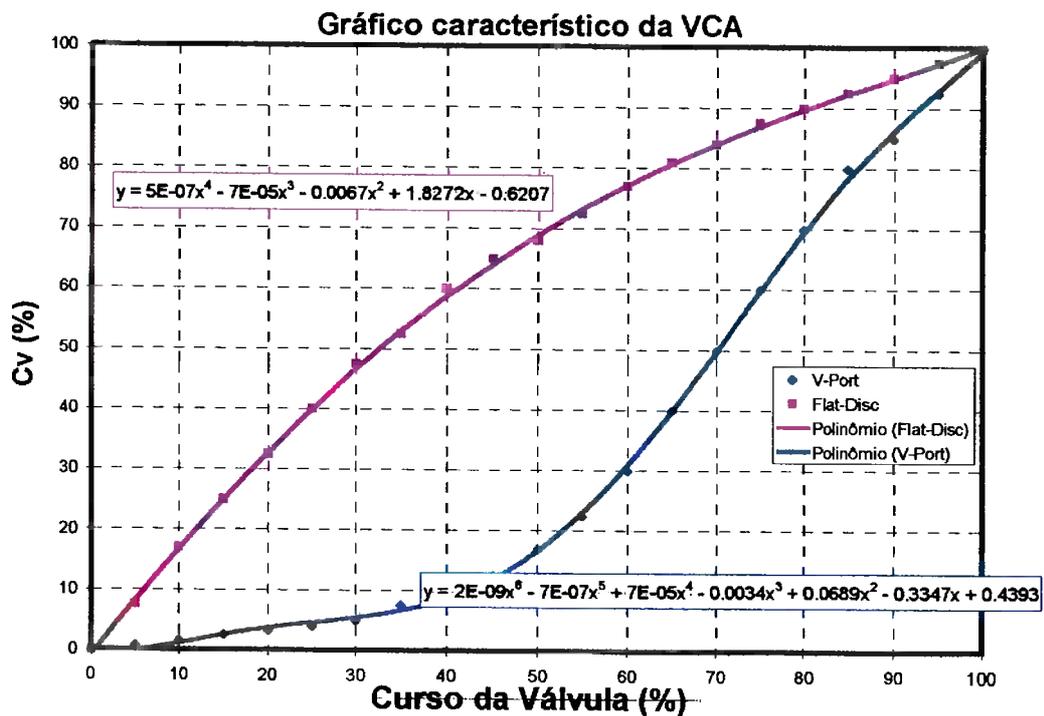


Figura 6.23 – Gráfico e funções de interpolação para VCA

A figura 6.24 nos traz a representação da lei de variação de uma válvula de manobra. Esta lei, função de um coeficiente n, permite que se represente com boa aproximação leis de válvulas dos mais variados tipos desde esféricas, passando pela borboleta até as globo.

## Variação da lei Característica pela fórmula

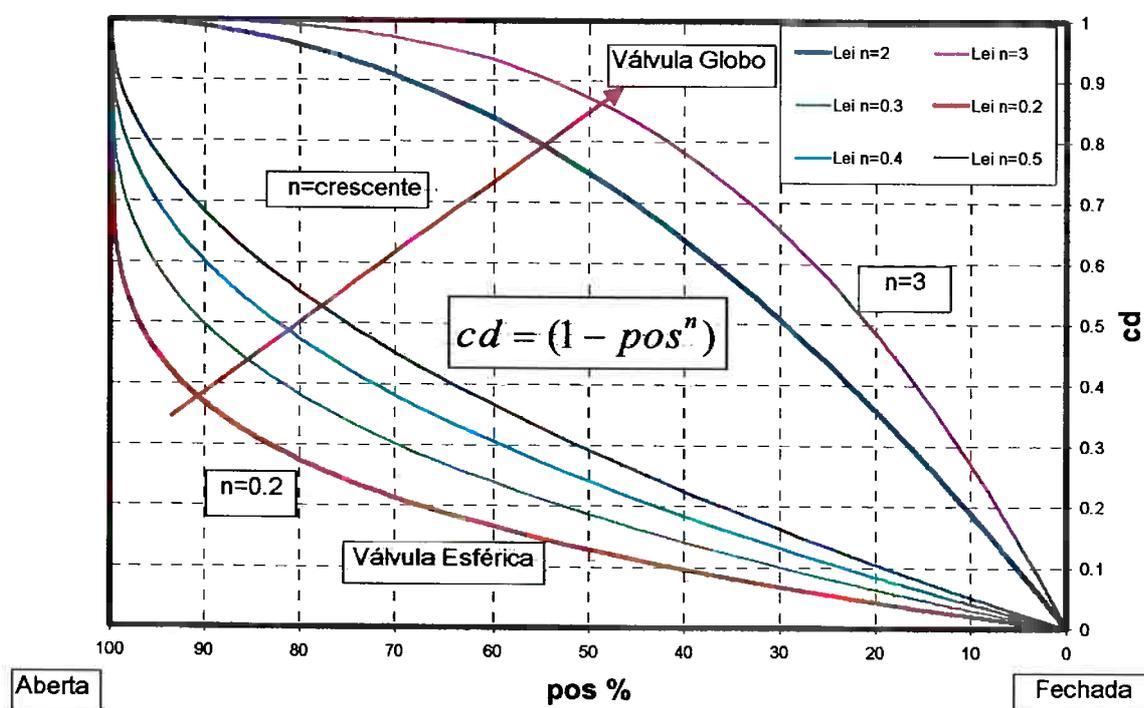


Figura 6.24 – Funções para representação da característica hidráulica em função do coeficiente n.

Para constatação do efeito da introdução do termo de atrito podemos executar alguns testes comparativos na rede simples descrita na figura 6.25. Esta rede composta basicamente de um reservatório, de um PEAD de 200m e de ¾" de diâmetro e de uma válvula de descarga livre irá sofrer uma manobra de fechamento e existirá uma sobrepressão na linha monitorada no nó 3. Esta sobrepressão se comporta de maneira diferente quando executamos o cálculo com o modelo de atrito implementado, e quando usamos o cálculo em que o modelo não está presente. A figura 6.25 mostra a rede de testes em questão.

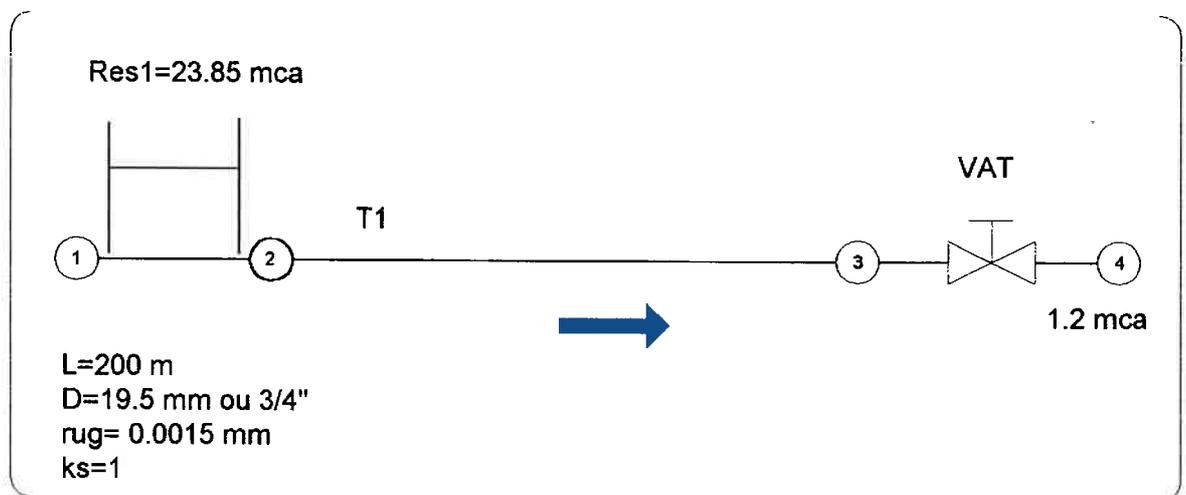


Figura 6.25 – Rede-BAP1 para comparação do efeito do termo de Atrito

O tempo de fechamento de VAT foi ajustado para 0.2 segundos e foi para este exemplo selecionada uma válvula de manobra VAT do tipo GLOBO. A tubulação de 200 m de comprimento foi simulada com 3 celeridades diferentes, e para cada conjunto avaliou-se ainda a influência da existência do fator de atrito  $k_3$ . Nestes casos obviamente, durante o regime transitório usou-se o modelo de redes MOCM.

A figura 6.26 mostra os resultados comparativos obtidos nesta rede simples de teste com a celeridade ajustada para 1000 m/s. A pressão calculada corresponde à pressão no nó 3. A curva azul corresponde a situação em que o fator de atrito  $k_3$  foi ajustado para zero e automaticamente a malha modificada tomou a configuração da malha tradicional do método cruzado. Verifica-se que após um fechamento brusco a pressão continuou a oscilar por muito tempo. O descréscimo da oscilação tem característica exponencial mas teríamos que visualizar o fenômeno por muitos instantes para que esta pressão parasse de variar. Evidentemente que isto não corresponde a uma

situação normal e sim o problema no modelo de cálculo em executar este tipo de simulação. As três outras curvas desse gráfico incluem o modelo de atrito.

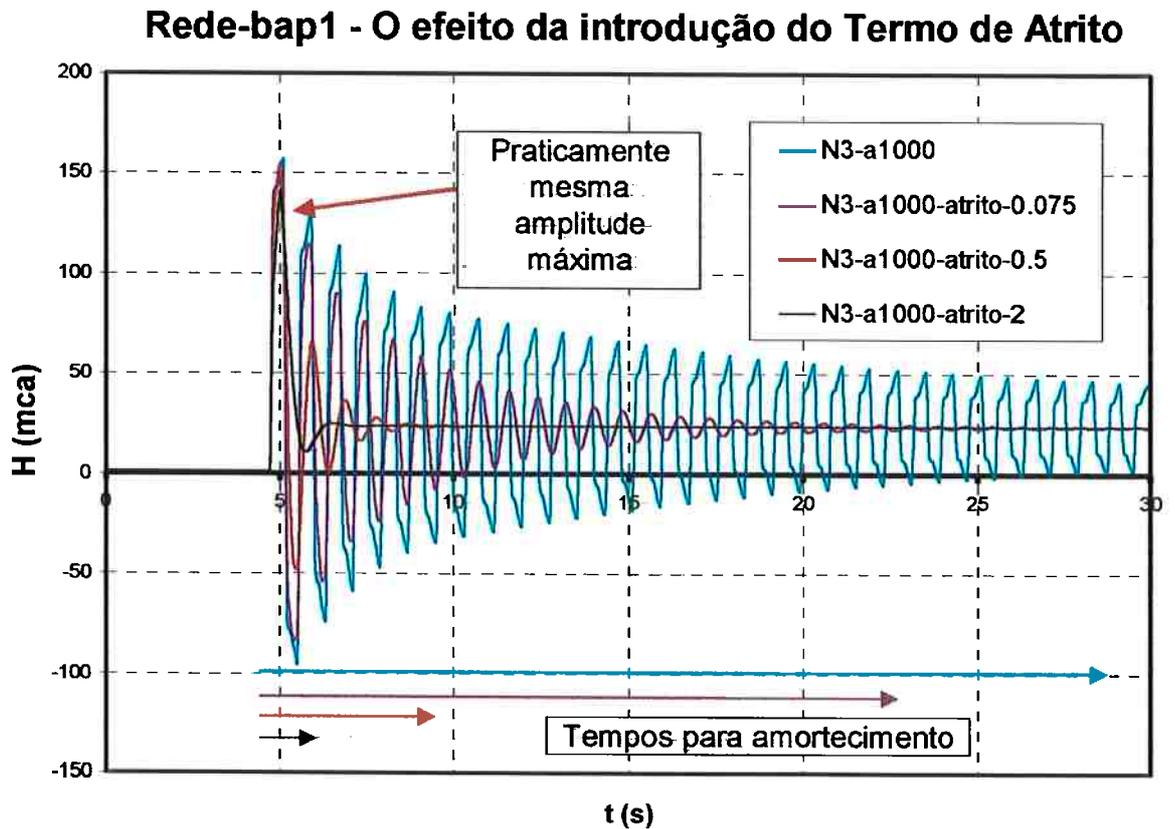


Figura 6.26 – Rede-BAP1 –  $P_3$  comparação MOC x MOCM –  $a=1000\text{m/s}$

A curva roxa mostra o valor da pressão no nó 3 ao longo do tempo quando o modelo esta ativada. Este fator de 0.075 foi um dos testados por BUGHAZEM; ANDERSON<sup>(14)</sup>. Se variarmos este fator  $k_3$  para um valor ainda maior como 0.5 estaremos obtendo a curva vermelha onde o tempo de amortecimento total é de aproximadamente 5 segundos. A aplicação de um fator de atrito maior como 2 já possibilita a obtenção de um amortecimento de 1.7 segundos. O exemplo de cálculo mostra que para esta celeridade poderemos variar o fator de atrito transiente  $k_3$  e nitidamente influenciar o amortecimento sem perder

pico do valor da amplitude inicial. Este efeito não é possível de ser obtido com a aplicação de um modelo tradicional. O simples aumento do fator de atrito "f" da equação da quantidade de movimento iria aumentar a perda permanente significativamente e influenciaria o valor da amplitude não realisticamente.

O gráfico da figura 6.27 mostra o mesmo exemplo mas com a celeridade do tubo trocada para 500 m/s. Aqui também só estão mostradas 3 curvas. A curva preta corresponde ao resultado obtido com o modelo tradicional. A curva vermelha com o modelo de atrito e  $k_3$  fixo em 0.1. E a curva azul com o fator  $k_3$  em 0.5 onde o tempo total de amortecimento foi cerca de 10.5 segundos.

### Rede-bap1 - O efeito da introdução do Termo de Atrito

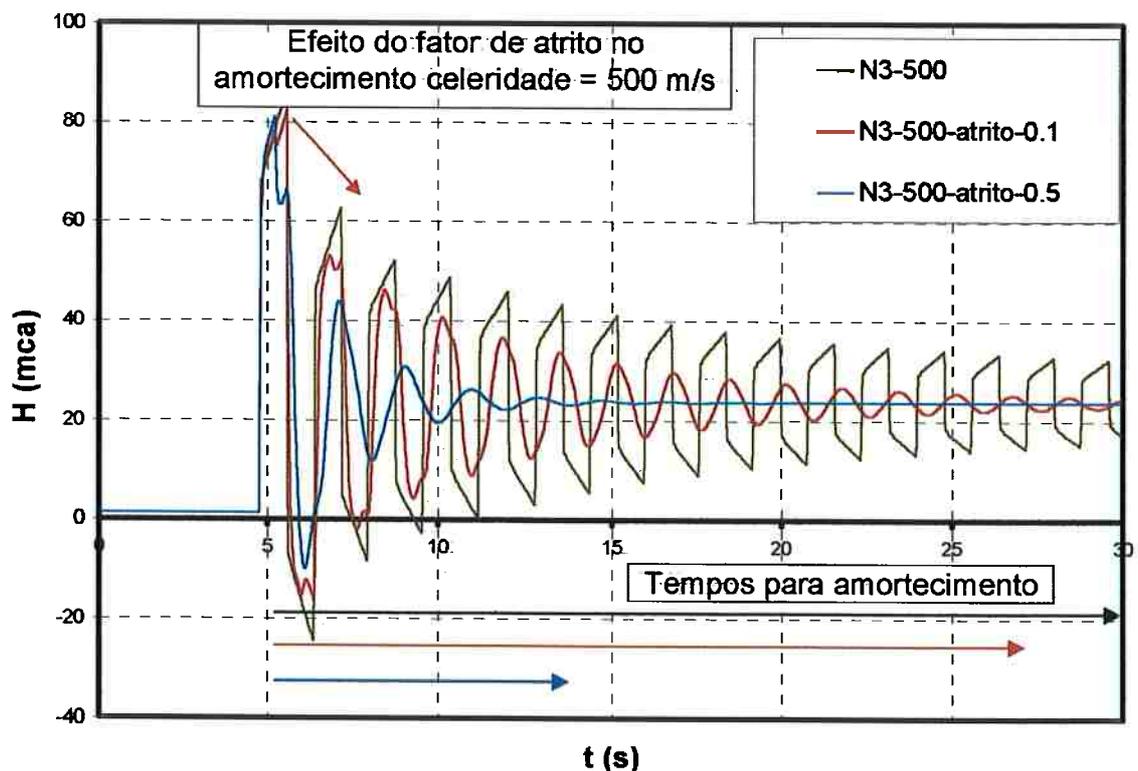


Figura 6.27 – Rede-BAP1 –  $P_3$  comparação MOC x MOCM –  $a=500\text{m/s}$

Os transientes simulados na rede hidráulica da BARBARÁ apresentaram em geral um tempo de amortecimento também de 10 segundos, nos exemplos em que se controlou a pressão no nó a jusante da VCA. Como já discutido, o

valor da celeridade do PEAD deve girar em torno dos 400 a 500 m/s e de acordo com os valores obtidos para tempos de amortecimento podemos dizer que o fator  $k_3$  calibrado deve ter um valor próximo de 0.5 para a rede analisada.

Um outro exemplo pode ser obtido se alterarmos o valor da celeridade para um tempo de reflexão bastante baixo de cerca de 111 m/s. A figura 6.28 mostra os resultados em 3 curvas quando o  $k_3$  foi variado de 0, 0.0075 e 0.5.

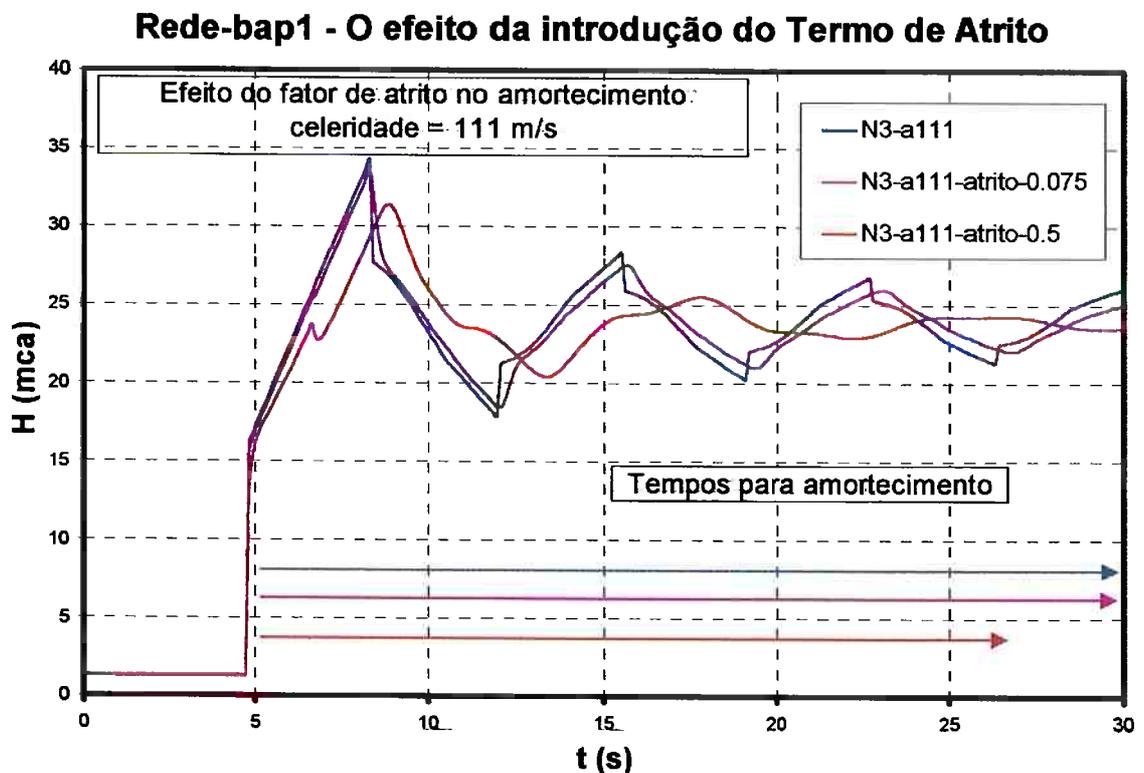


Figura 6.28 – Rede-BAP1 –  $P_3$  comparação MOC x MOCM –  $a=111\text{m/s}$

Nitidamente neste exemplo, percebe-se que a metade do período corresponde a cerca de 6 segundos e que a resposta da rede é bastante lenta. Também aqui a introdução de um fator de atrito  $k_3=0.5$  diminui significativamente o tempo de amortecimento.

A figura 6.29 mostra um agregado das curvas anteriores, agora, em termos comparativos de celeridade. As curvas foram obtidas com o mesmo  $k_3=0.5$ .

### Rede-bap1 Comparação do atrito com 3 celeridades

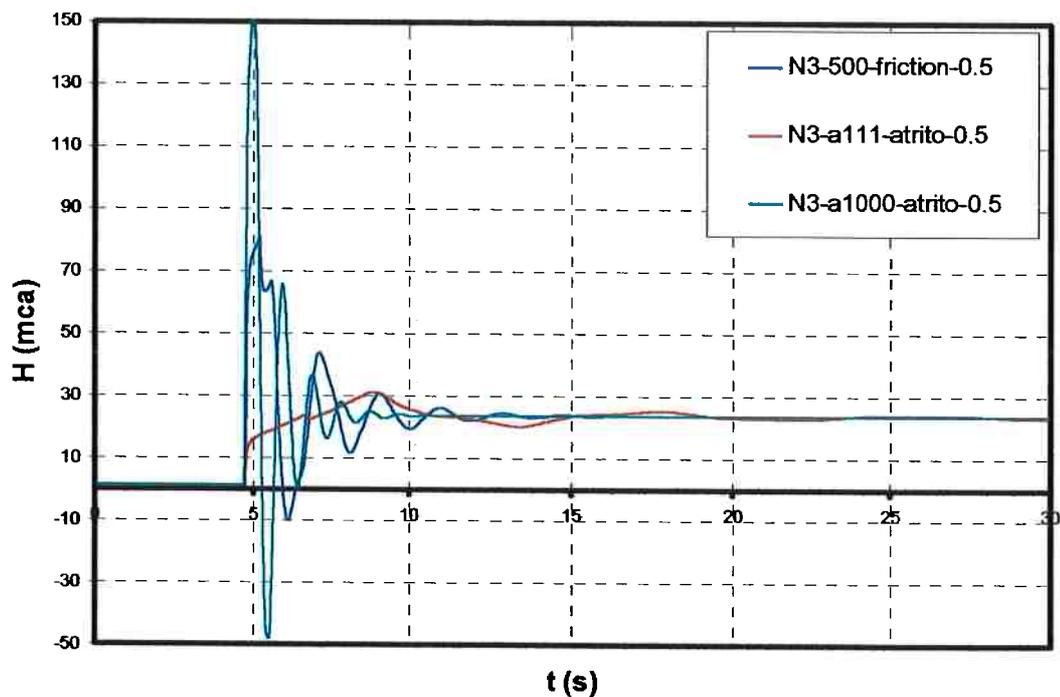


Figura 6.29 – Rede-BAP1 –  $P_3$ .  $k_3=0.5$  comparação de celeridade

Estas curvas resumem o comparativo de celeridade x fator de atrito. Ambas grandezas tem influência considerável no tipo de oscilação que se deseja obter a nível de simulação. Comparando-se com os tempos de resposta obtidos nos ensaios podemos dizer que à princípio a curva azul mostrada neste gráfico é uma das que mais se assemelha ao valores reais no tocante a período e tempo de amortecimento total.

Um ponto importante a se verificar é de que o modelo da VCA quando implementado no modelo de redes deverá ser compatível com algumas situações particulares que ocorrem por exemplo quando a VCA se encontrar totalmente fechada e a válvula piloto não estiver totalmente fechada.

Neste caso a rede deveria considerar o piloto como uma válvula simples pertencente a seu sistema de escoamento e continuar normalmente o cálculo. Entretanto, em virtude das dimensões do sistema do piloto, principalmente relacionadas ao comprimento da tubulação do mesmo, serem reduzidas existirá um problema de ordem numérica se tentarmos incluí-lo como uma válvula pertencente ao sistema maior diretamente.

Isso porque iremos ter um comprimento de tubulação muito pequeno se comparado a outros comprimentos da rede, e assim será difícil a compatibilização do intervalo de cálculo com o número de divisões no tubo. Claro que se o interesse for de examinar o transiente hidráulico dentro da tubulação de tomada de pressão do piloto deveremos modelar uma rede que englobe explicitamente o piloto da VCA. Sob o ponto de vista prático, para análise genérica de uma rede que já contenha muitas VCAs, torna-se muito difícil e trabalhoso a inclusão de tais elementos como ENOS explicitamente. Normalmente os interesses são outros que não o transiente no tubo do piloto, e assim também é necessário a inclusão de uma condição especial que determine a pressão a jusante da VCA, quando esta se encontrar totalmente fechada. No caso de modulação simples, mas com o piloto não totalmente aberto ainda, existirá obviamente passagem de fluido pelo mesmo e fuga de certa parcela de fluido pelo próprio piloto em direção ao Nó de jusante, mas nesse caso em virtude das dimensões, podemos negligenciar esta parcela.

A condição de contorno, quando aplicada a rede, então precisa incluir a tubulação do piloto e o mesmo como parte integrante da VCA e considerar o escoamento pelo mesmo se a variável  $y_{p2n}$ , (abertura do piloto), não for zero e a VCA já estiver fechada. O esquema da figura 6.30 exemplifica graficamente

o funcionamento da condição de controle quando, aplicado ao cálculo de redes hidráulicas.

Esquema da introdução da VCA como condição de contorno no algoritmo de redes

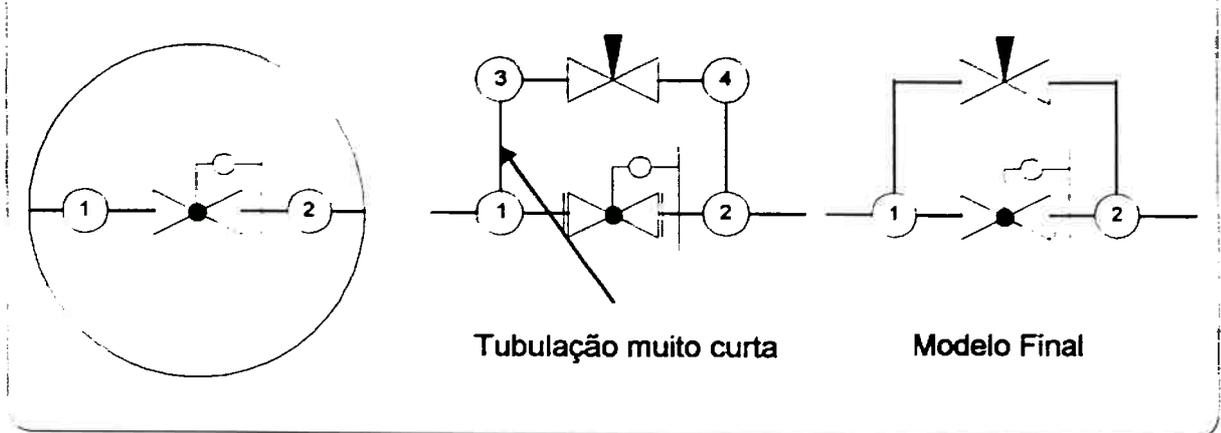


Figura 6.30 – Esquema da VCA como condição de contorno

Basicamente quando a VCA se fecha, a perda de carga pode passar a ser orientada por  $y_{p2h}$ , e a área de passagem reduzida à área do diâmetro da tubulação de tomada de pressão. A condição de contorno se reduz a uma válvula simples onde

$$\Delta H = \frac{Q^2}{C_{Dp}^2 \cdot 2 \cdot g \cdot (w_p \cdot y_{p2h})^2} \quad (6.2)$$

Esta condição precisa ser verificada no modelo, pois poderemos ter influência do escoamento residual pelo piloto dependendo da condição de operação na rede.

O modelo matemático, neste ponto, encontra-se aferido para regime permanente e aferido para gerar simulações de transitórios, cujas

características de reflexão, bem como o amortecimento, podem ser ajustadas por meio da utilização do fator de atrito  $k_3$ .

Entretanto, o último passo para a calibração do modelo matemático, antes de prosseguirmos para as simulações completas que são o escopo do próximo item, é a aferição dos dados da rede aplicados ao exemplo de enfoque. E neste caso o exemplo de enfoque é a linha do laboratório da BARBARÁ mostrada esquematicamente em 6.6. Entende-se aqui, que devemos calibrar os dados do exemplo de cálculo, como as celeridades dos tubos, perdas singulares posicionamento de válvulas e leis características das mesmas.

Para isto foi escolhido o ensaio experimental PEAD1F em que foram medidas as pressões nos Nós 10 e 14, respectivamente a montante e a jusante do PEAD. Note que o Nó 14 se encontra a jusante do PEAD e exatamente a montante da válvula  $V_3$ . Neste exemplo já é necessário que se sincronize os movimentos dessa última válvula com a VCA, pois esta se movimentou durante o fechamento de  $V_3$ .

A figura 6.31 possui as curvas calculadas para diversos fatores  $k_3$ . Estes fatores foram variados de 0.7, 0.6, 0.4 a 0 caso que corresponde ao MOC tradicional. Neste exemplo de cálculo, estão sendo comparadas as pressões em dois nós a jusante da VCA. O movimento da VCA foi imposto como uma lei de fechamento no tempo de acordo com o resultado medido. Entretanto nesta lei imposta foram eliminadas as flutuações de 0.5% de abertura uma vez que este valor medido está muito mais ligado a limitação do sensor. Lembramos que, conforme já comentado, o sensor resistivo varia o sinal perto do ponto de equilíbrio mesmo que a VCA flutue menos que os 0.5% indicados na medição. Isso permite-nos impor uma lei atenuada sem prejudicar a comparação.

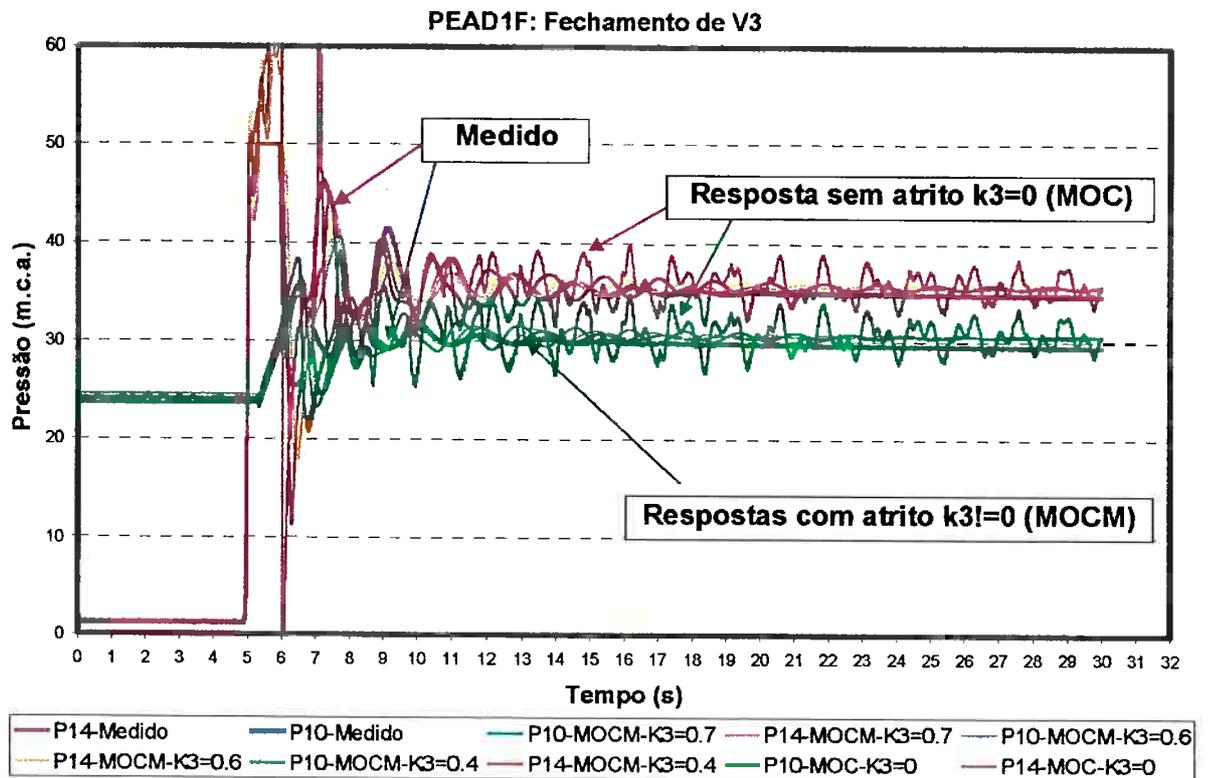


Figura 6.31 – PEAD1F – Comparação dos dados medidos e calculados

A resposta calculada com  $k_3=0$  tanto para a pressão no nó 14 como para a pressão no nó 10 apresentam um amortecimento pequeno e uma flutuação ao redor do ponto de regime permanente final muito acentuada. Para todos os exemplos, os valores de regime permanente final e inicial encontram-se dentro de limites aceitáveis quando os comparamos com os resultados medidos. Para atingir-se os resultados mostrados torna-se muito importante o correto ajuste dos parâmetros utilizados nos arquivos que descrevem o modelo da rede. Principalmente o sincronismo das operações de fechamento das duas válvulas. Isso por que, na realidade, estamos fechando duas válvulas e isolando uma parcela de fluido no interior de um tubo que continua pressurizada. Mas esta parcela de fluido fica ainda conectada ao restante da rede se a válvula piloto permanecer aberta. A partir desse instante, o modelo acaba se comportando

aproximadamente como uma rede de tubo e reservatório de montante que ainda pode ter a sua carga variada ainda que sensivelmente. Para esse tipo de condição especial o programa teve que ser ajustado através de uma série de funções condicionais principalmente para averiguar o estado do piloto. Isto permitiu que abrangêssemos o caso pesquisado de uma forma direta. A figura 6.32 mostra a comparação inicial entre dados medidos e calculados para os fatores  $k_3$  diferentes de 0.

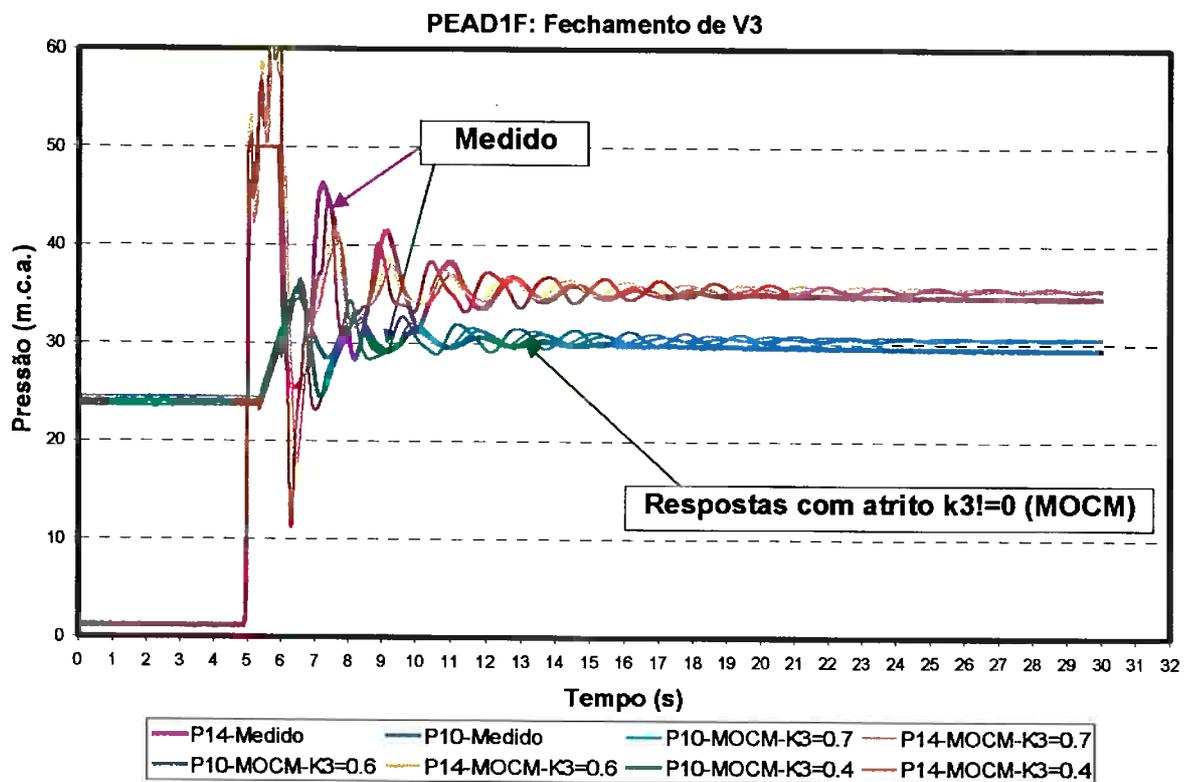


Figura 6.32 – PEAD1F – Comparação dos dados para  $k_3 \neq 0$

Observa-se que o valor mais baixo do fator de atrito, 0.4, provoca entre as curvas ainda uma oscilação maior do que a medida. Isto indica que o fator de atrito para a rede deve ser mais próximo dos valores de 0.6 ou 0.7, com os quais foram produzidos resultados bem aproximados tanto para a pressão no Nó 14 como no Nó 10.

Na figura seguinte, 6.33, foram comparados mais nitidamente as variações de pressão calculada para os referidos nós utilizando-se um fator  $k_3 = 0.7$  e  $ek_3 = 0.6$ . O período de oscilação é aproximadamente o mesmo para as curvas, tanto comparadas para o Nó 14 como para o Nó 10. A amplitude local de oscilação também está dentro de uma boa margem mostrando claramente que o método das características modificado é passível de executar um resultado bem próximo do real. As curvas geradas com o fator de atrito  $k_3$  ajustado para 0.6, apresentam amplitudes ligeiramente superiores quando comparado aos valores medidos. O regime permanente final, na ausência de oscilação, também é obtido cerca de 3 a 4 segundos depois, se observarmos a curva do Nó de jusante 14. As amplitudes parecem melhor ajustadas para a curva em que  $k_3$  foi estabelecido como 0.7. Esta conclusão será também reforçada no próximo item.

A aproximação alcançada já foi usada para calibrar as variáveis relativas à rede de teste. Nesse ponto não convém se procurar melhorar ainda mais a aproximação através de ajustes centesimais ou decimais das variáveis. Isto porque neste exemplo, impusemos uma lei de manobra medida para simular a VCA que evidentemente não seria igual a lei calculada, pois esta apresentaria flutuações que influenciariam a resposta das pressões. E para tanto afetariam os dados de uma calibração mais precisa. A figura 6.34 mostra o gráfico final do exemplo em que comparamos unicamente os dados medidos com a resposta calculada para os Nós em questão, considerando-se o fator de atrito  $k_3 = 0.7$ .

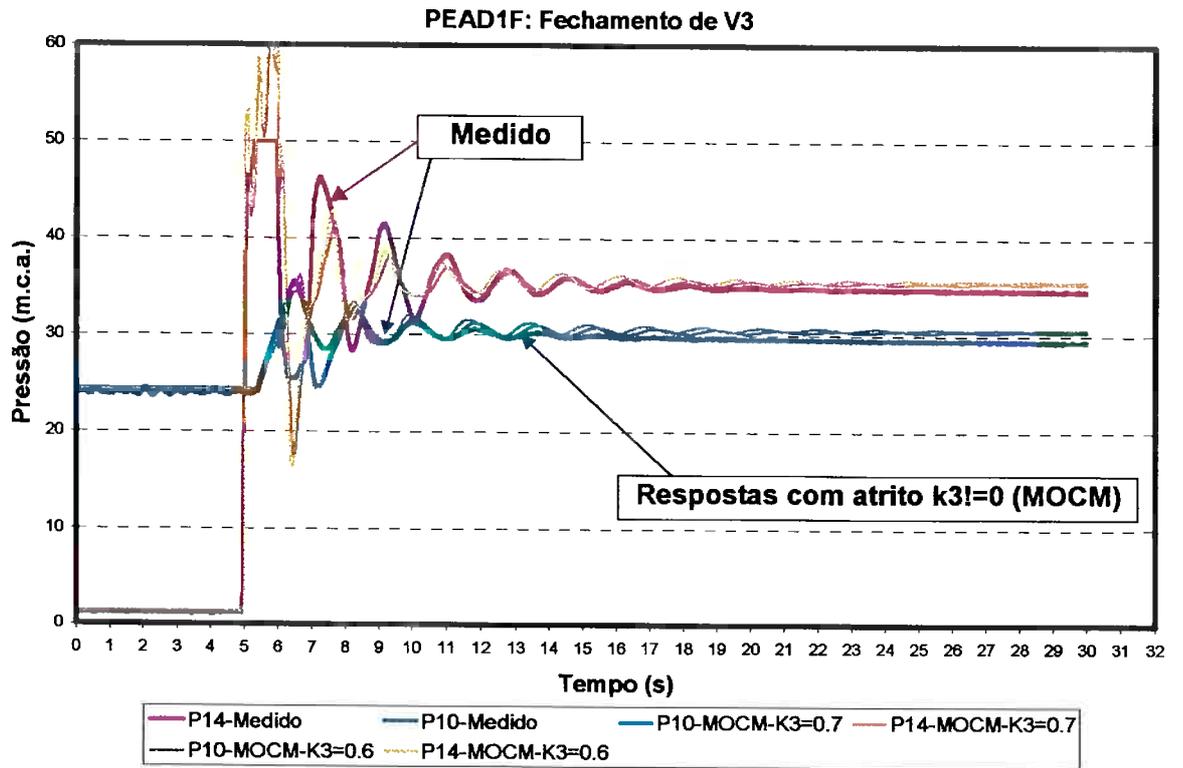


Figura 6.33 – PEAD1F – Comparação dos dados para  $k_3=0.7$  e  $k_3=0.6$

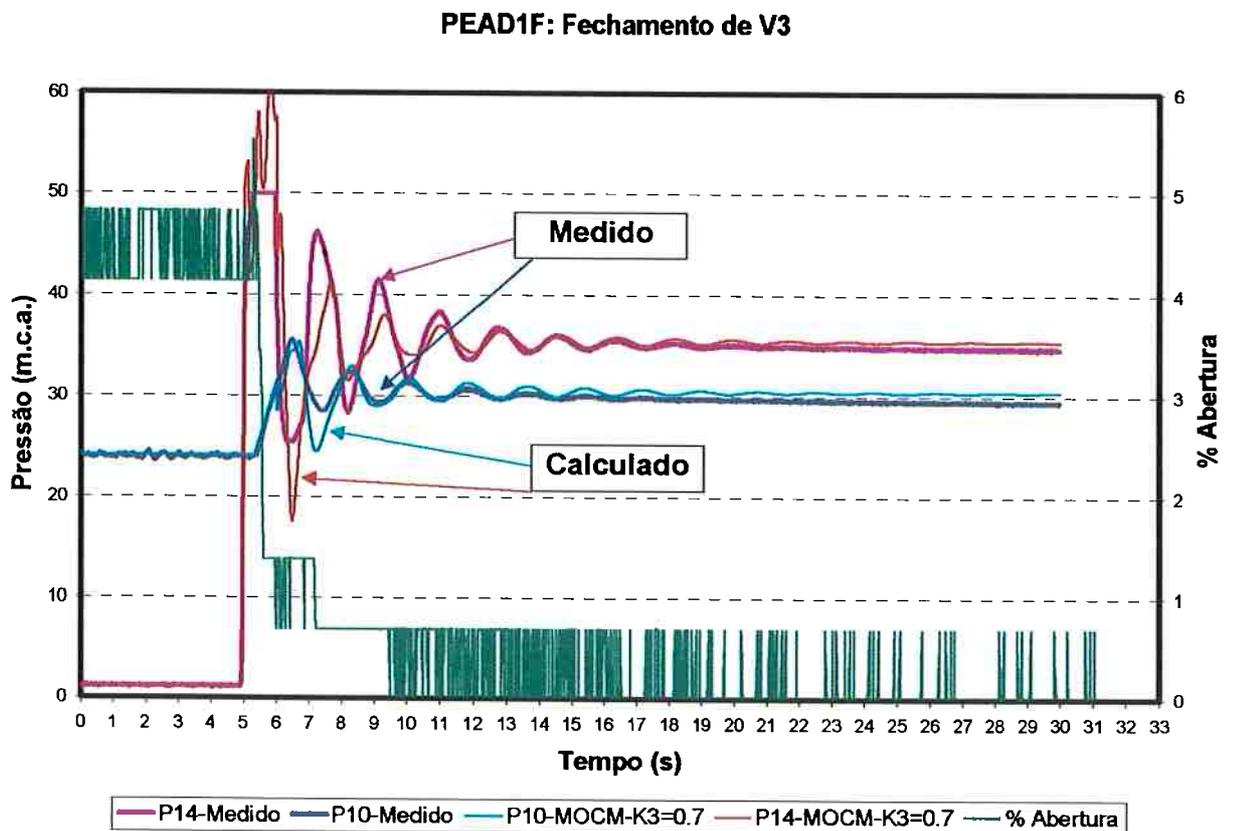


Figura 6.34 – PEAD1F – Comparação dos dados para  $k_3=0.7$  e  $k_3=0.6$

6.3.3) ETAPA-3 Calibração do Conjunto completo:

Com os modelos calibrados em separado podemos passar ao cálculo completo do sistema. Os resultados produzidos a seguir são relativos ao exemplo VALV3 . A figura 6.35 mostra a variação de pressão a jusante obtida para diferentes valores de  $k_3$  comparada ao valor da variação de pressão medida no ensaio. A curva rosa corresponde a variação obtida quando  $k_3=0$ , ou seja, pelo modelo MOC sem a presença do termo de atrito transitório. As demais curvas já correspondem a  $k_3=0.5$ ,  $k_3=0.6$  e  $k_3=0.7$ . Observa-se nitidamente que a aplicação do modelo modificado é muito mais precisa, quando comparamos os resultados calculados aos medidos.

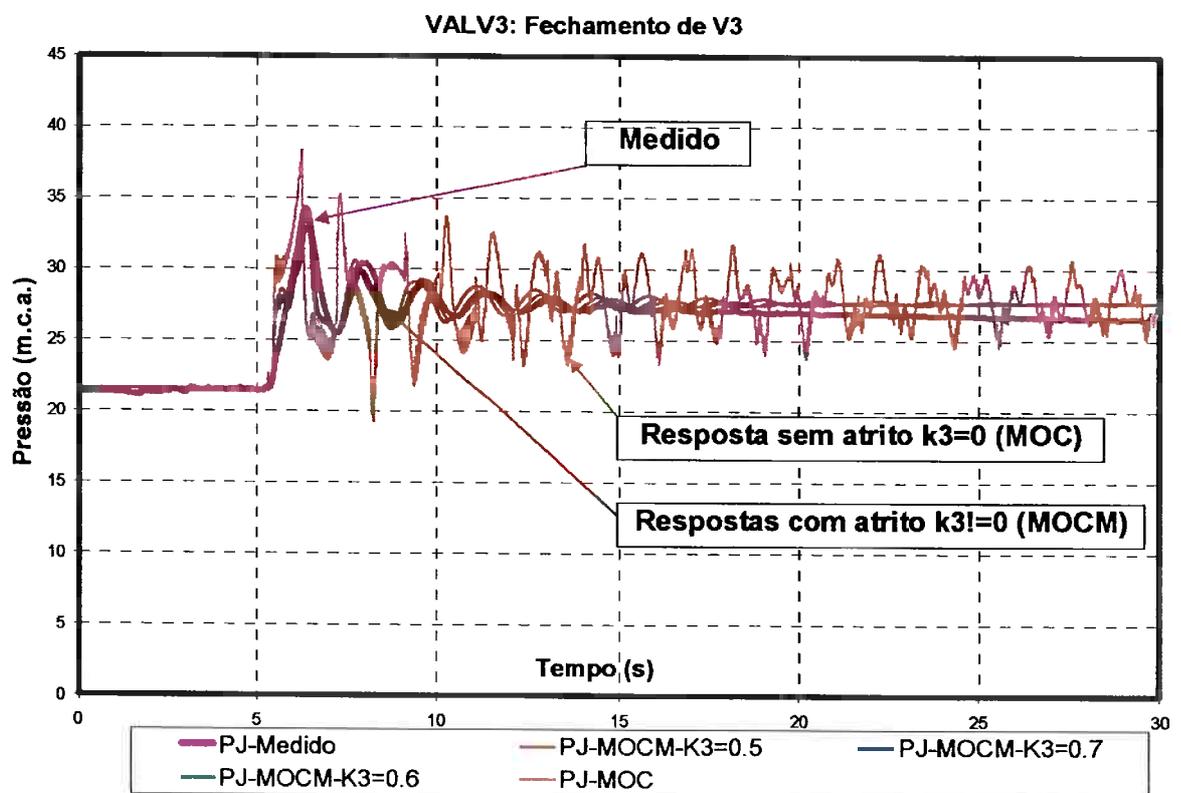


Figura 6.35 – Resposta da simulação p/ diferentes valores de  $k_3$  MOCxMOCM

O amortecimento, quando  $k_3=0$ , é precário, não permitindo uma comparação mais fina com os dados medidos no ensaio.

A figura 6.36 já mostra os resultados obtidos com o modelo modificado comparados com a curva medida. Os valores de rugosidade usados no modelo são os teóricos encontrados nas referências e também foi ajustado uma singularidade baixa para os entroncamentos. Esta singularidade também foi estabelecida a partir de dados de referência deixando-se então todo o ajuste fino para o termo  $k_3$ .

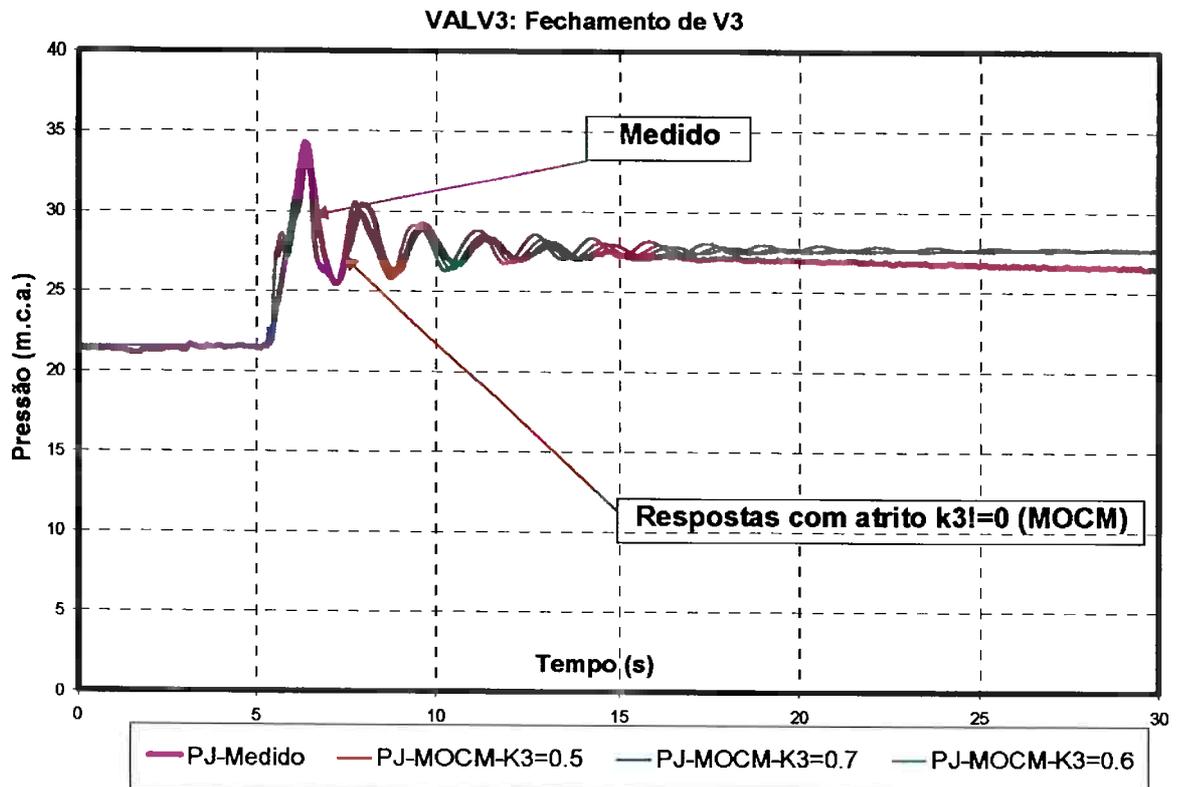


Figura 6.36 – Resposta da simulação para modelo com atrito

Nesta rede o fechamento da válvula a jusante provocou um aumento de pressão a jusante da VCA e isto fez com que a mesma fechasse totalmente.

Isso , dentro de algoritmo, obviamente bloquearia a vazão completamente e teríamos ainda uma porção de líquido que permanece oscilando dentro de um tubo fechado por duas válvulas. É justamente esta porção de fluido que tem sua pressão medida em uma das extremidades. Entretanto este tubo, após o fechamento completo da VCA e da válvula manual, está pressurizado. Assim após o fechamento da VCA a variação da pressão no tubo isolado entre as válvulas se comporta similarmente a situação mostrada na figura 6.37, ou seja, um fechamento de válvula com um reservatório a montante. A figura 6.38 mostra o mesmo resultado da figura anterior com uma escala menor, que possibilita a comparação das curvas nos detalhes. A resposta mais próxima da dentre essas três mostradas é a produzida pela curva azul escuro em que  $k_3=0.7$ .

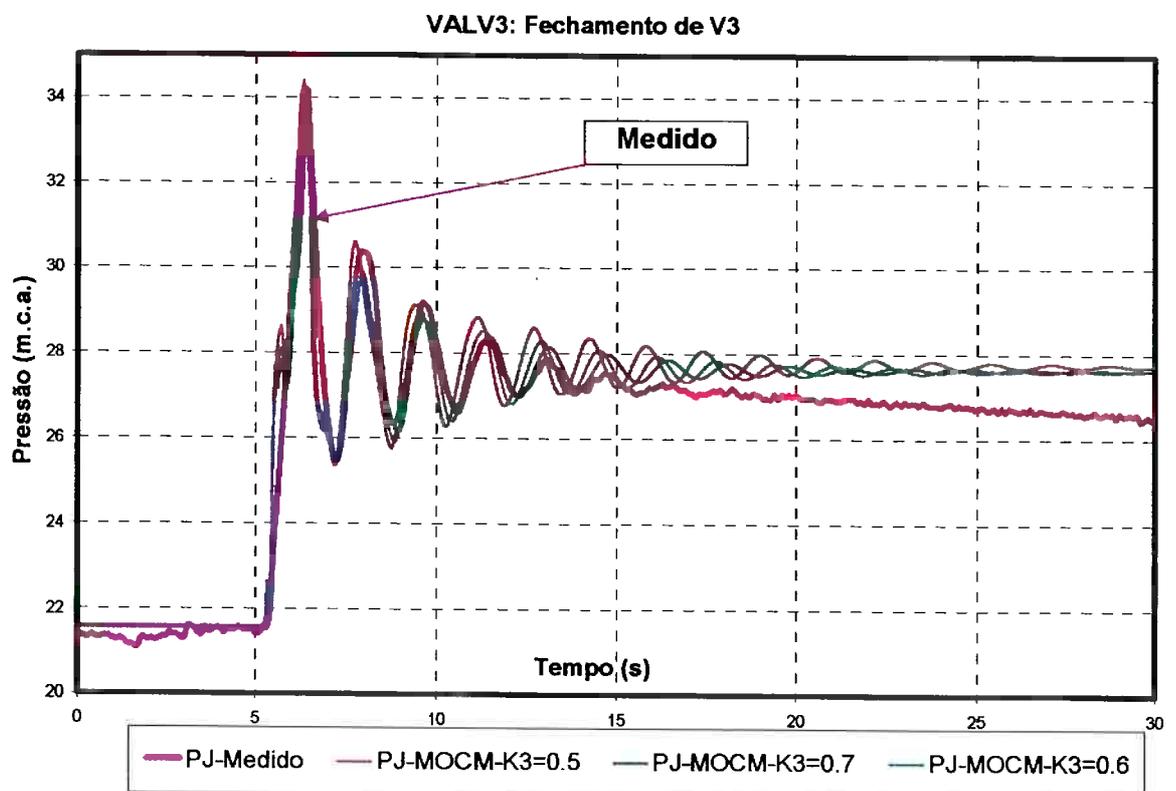


Figura 6.37 – Detalhe da resposta da simulação para modelo com atrito

A figura 6.38 mostra em detalhes a comparação da melhor resposta simulada com o valor obtido no ensaio.

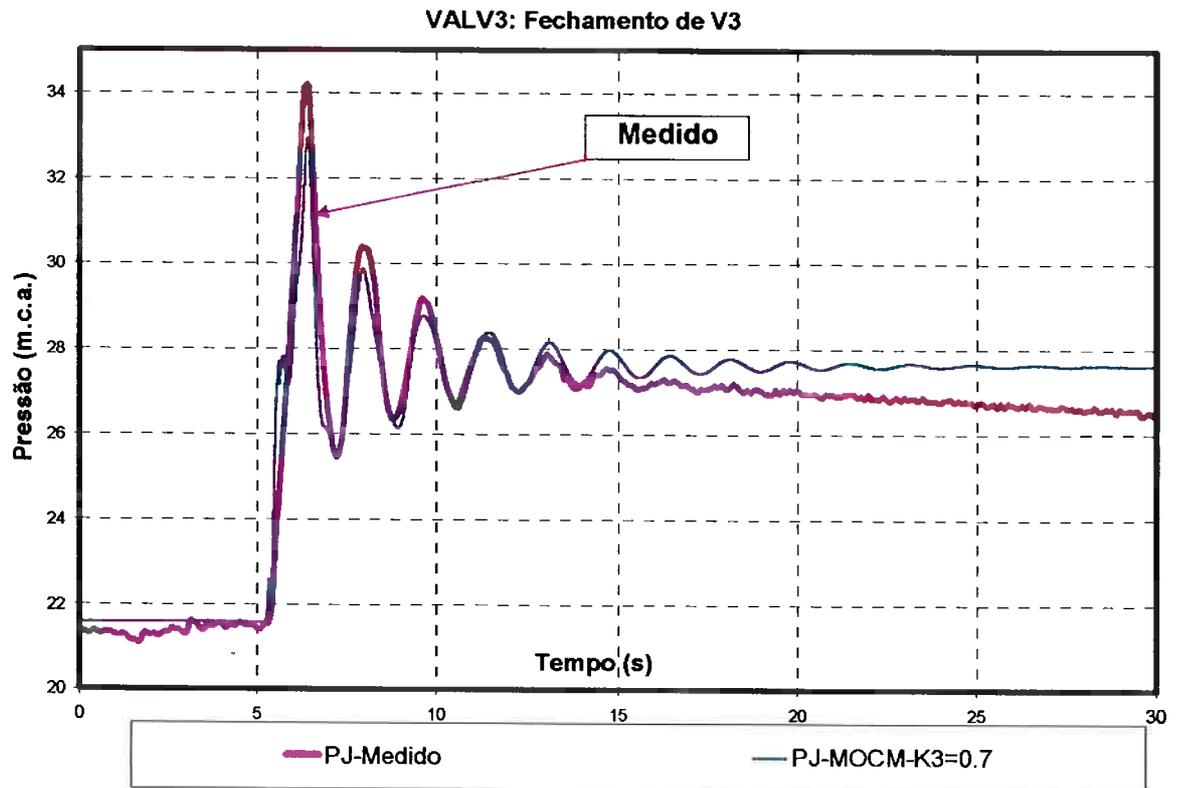


Figura 6.38 – Detalhe da resposta mais precisa  $k_3=0.7$

A frequência de oscilação e as amplitudes mostram uma boa coerência entre os dados medidos e ensaiados.

Note que também existiu, para este exemplo, VALV3, uma perda de pressão a jusante de cerca de 1 metro de coluna de água que se torna mais visível com a escala bem ampliada. O fluido entre as válvulas permaneceu pressurizado após o fechamento, e a diferença está relacionada à consideração aplicada ao modelo para se simular este fato. O Gráfico da figura mostra, então, o resultado para este ensaio. Os dados calculados mais próximos dos medidos de posição da VCA e de variação de pressão estão demonstrados neste gráfico final de VALV3.

VALV3: Fechamento de V3

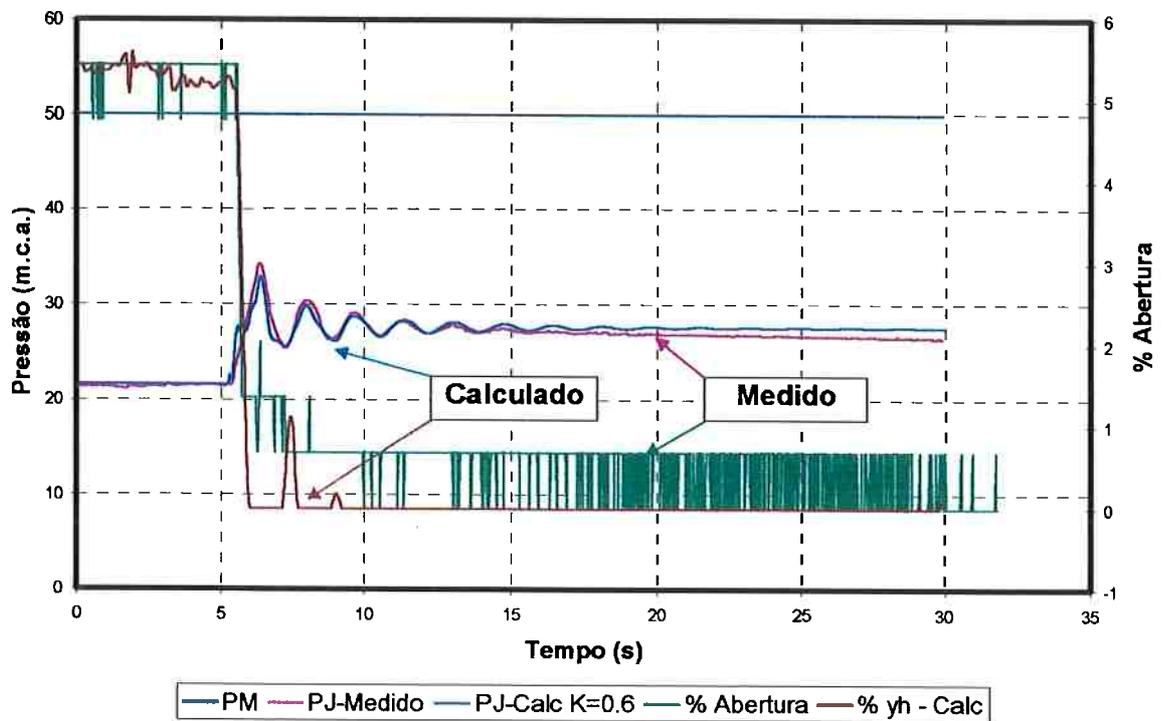


Figura 6.39 – VALV3 – Gráfico final

Foram também simulados outros dois casos para comprovar que o modelo calibrado pode produzir uma resposta adequada para a variação da pressão de controle para valores do fator de atrito próximos de 0.7.

Os gráficos das figuras 6.40 a 6.43 mostram os resultados obtidos para o exemplo VALV1 em que também foram comparados aos resultados calculados com o fator de atrito variado de 0, 0.1, e 0.7. Note que as condições de regulação e de pressão à montante neste exemplo são diferentes de VALV3.

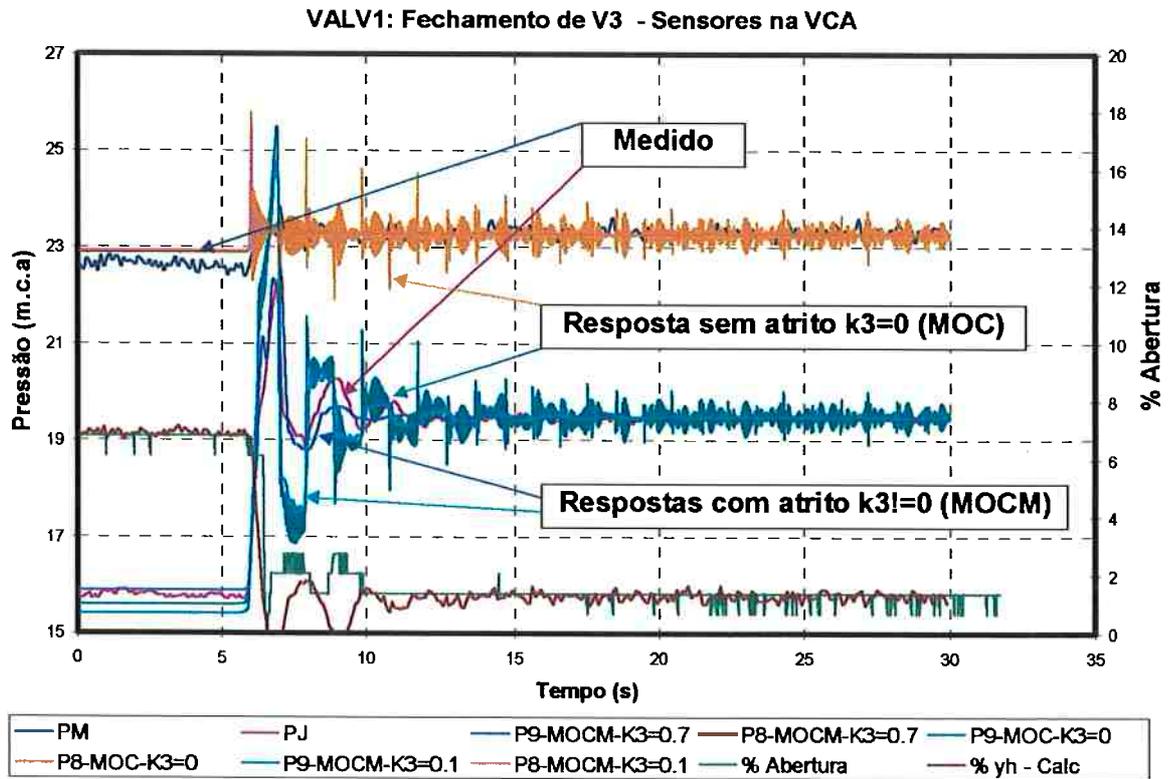


Figura 6.40 – Resposta da simulação p/ diferentes valores de  $k_3$  MOCxMOCM

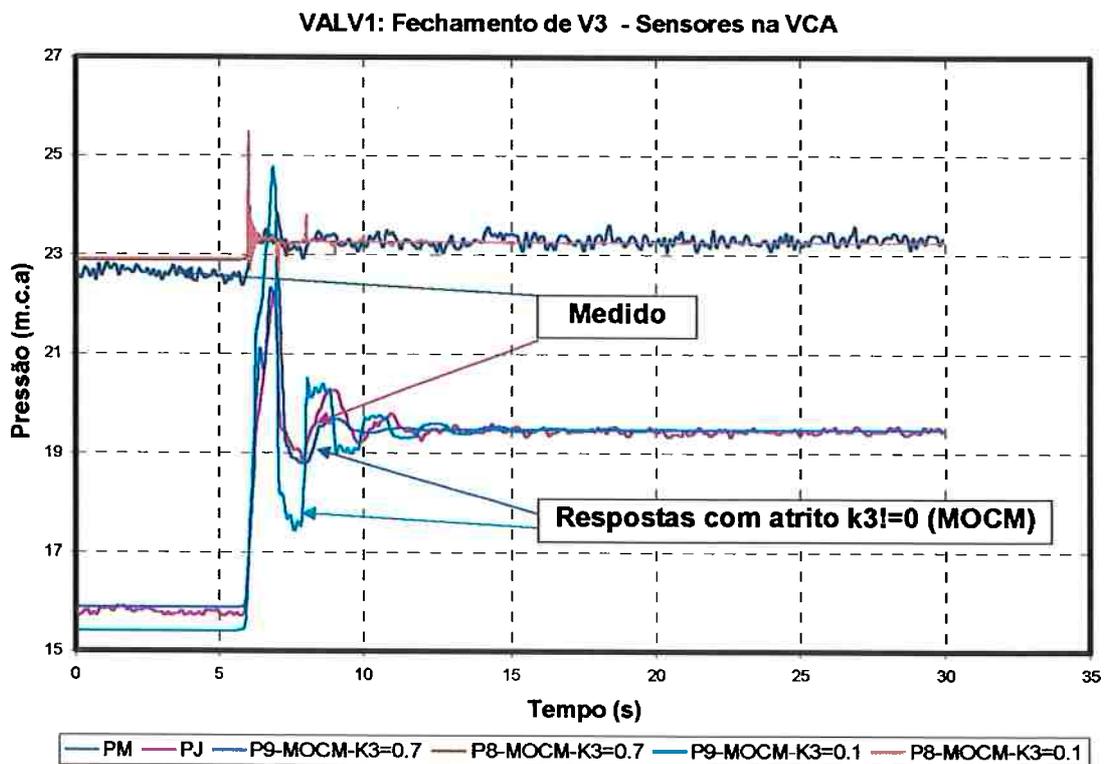


Figura 6.41 – Detalhe da resposta da simulação para modelo com atrito

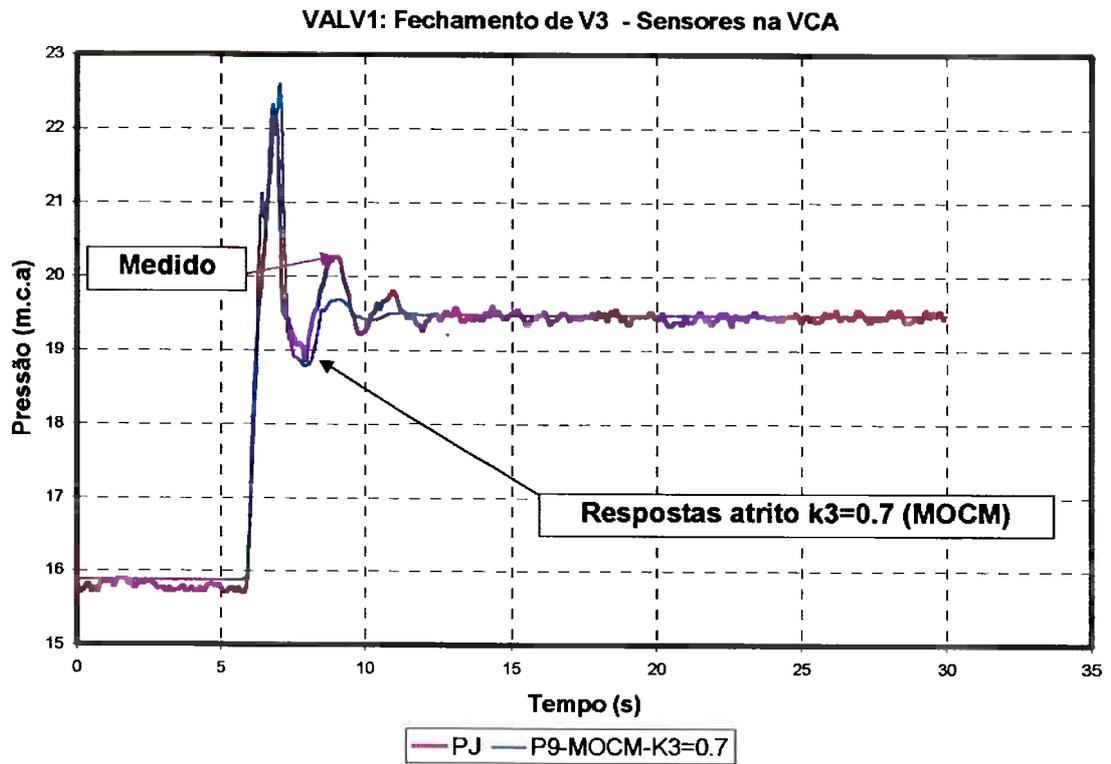


Figura 6.42 – Detalhe da resposta mais precisa  $k_3=0.7$

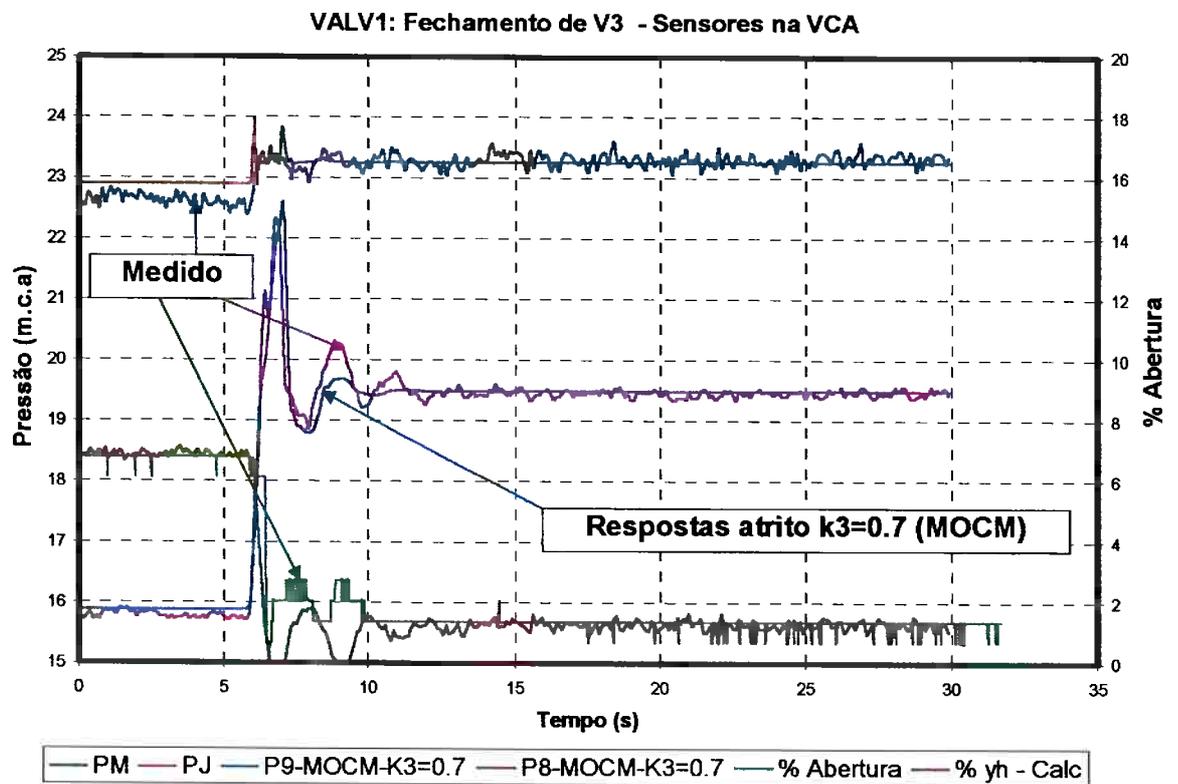


Figura 6.43 – VALV1 – Gráfico Final

A resposta para  $k_3=0.7$  mostrou-se adequada principalmente se compararmos o formato e a amplitude da curva até os 7 segundos. Após este instante temos a impressão de o amortecimento estar pouco acima do real. O sincronismo e tempo de fechamento das válvulas, tanto da VCA quando da  $V_3$  tem uma importância fundamental no comportamento da curva calculada. Uma vez essas variáveis previamente calibrados, procedemos ao estudo do valor do fator de atrito. A VCA também apresentou um comportamento próximo do medido.

Da mesma maneira foi simulado o exemplo VALV2 cujas diferenças foram de certo modo um pouco maiores que as obtidas nos dois exemplos anteriores principalmente em virtude de uma oscilação maior do obturador da VCA.

As figuras 6.44 e 6.45 mostram a comparação entre os dados medidos e os calculados quando  $k_3$  já fora fixo em 0.7 como conclusão dos exemplos anteriores. A figura 6.44 ainda mostra a comparação com uma curva de fator de atrito de 0.8. A queda de pressão também denotada no gráfico da figura 6.45 é resultado do início desligamento da bomba que teve que ser efetuado por segurança. Esta operação não foi simulada.

Com base nos resultados obtidos pela aplicação do modelo de simulação consideramos de forma geral que foi possível se calibrar uma série de variáveis através de dados experimentais. Esta calibração através das medições foi considerada vital para que se também pudesse checar os valores das variáveis que não foram medidas diretamente.

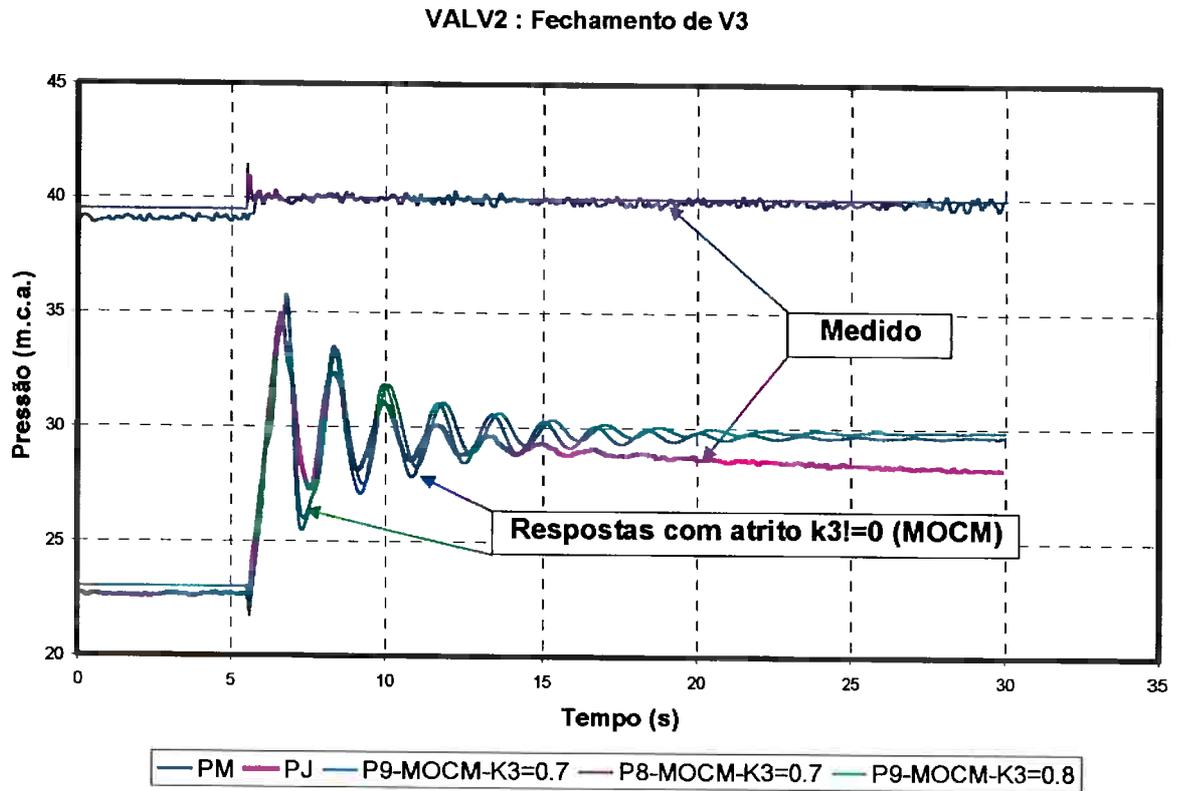


Figura 6.44 – Detalhe das respostas  $k_3=0.7$  e  $k_3=0.8$

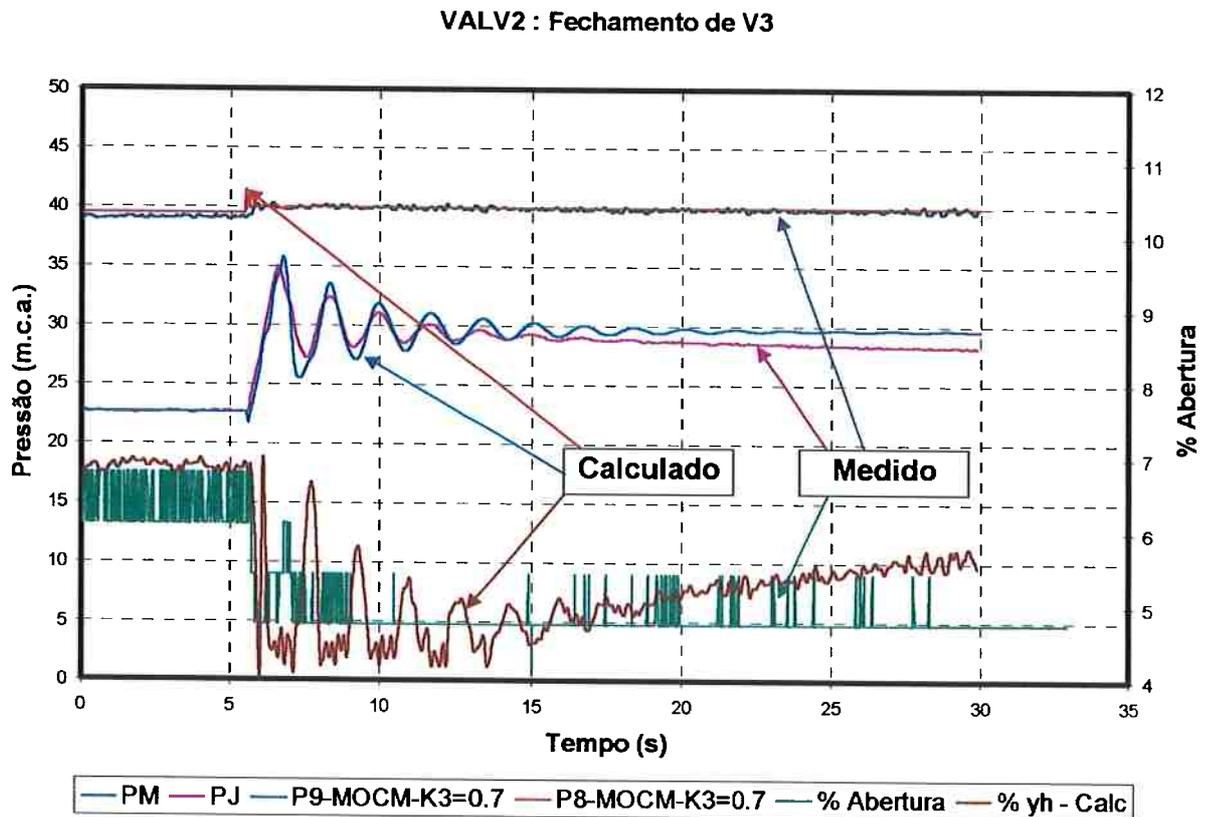


Figura 6.45 – Detalhe da resposta mais precisa  $k_3=0.7$

## **7.0) Análise Crítica do Modelo e da VCA**

A válvula de controle ensaiada e pesquisada apresentou um bom comportamento dinâmico, executando a função pré estabelecida sem maiores problemas durante os instantes transitórios testados. Sob um ponto de vista permanente, é possível se regular a VCA para operar em uma faixa de operação de razoável extensão. Sob o ponto de vista da resposta dinâmica, podemos também concluir que a VCA apresenta um artifício de ajuste de tempo de resposta adequado que é a válvula agulha. Entretanto, na válvula piloto existem alguns pontos fracos que precisam ser melhor discutidos.

O modelo de cálculo apresentado, também é bastante complexo. Podemos analisar a importância dos termos e reduzi-los aos mínimos necessário, mas o esquema de cálculo da VCA dificilmente pode ser mudado pois existe a real necessidade de se executar passos intermediários dentro do intervalo de cálculo da rede.

### **7.1) Análise do equacionamento dinâmico**

De posse dos resultados, torna-se relativamente fácil, por sensibilidade, determinar-se a importância de alguns termos ou expressões usados.

A equação do movimento do obturador, é uma equação diferencial de segunda ordem que precisa ser resolvida para que se obtenha a posição do mesmo no tempo. A equação dada em (4.1) pode ser escrita novamente eliminando-se os termos de menor importância.

$$\ddot{y} + G_1 \dot{y} + G_2 y = G_3 - G_4 \cdot P_L - G_2 \cdot y_0^{t=0} \quad (7.1)$$

onde os coeficientes mais simples são:

$$G_1 = \frac{L \cdot C_{dv} \cdot W_v \cdot \sqrt{2\rho \cdot |P_1^{(t-\Delta t)} - P_2^{(t-\Delta t)}|}}{M} \cdot \text{sgn}(P_1^{(t-\Delta t)} - P_2^{(t-\Delta t)}) \quad (7.2)$$

$$G_2 = \frac{K}{M} \quad (7.3)$$

$$G_3 = \frac{P_1^{t-\Delta t} \cdot A_o - P_2^{t-\Delta t} \cdot (A_o - A_H) - K \cdot y_{0pre} + P_2^{t-\Delta t} \cdot (A_D - A_H)}{M} \quad (7.4)$$

$$G_4 = \frac{A_D}{M} \quad (7.5)$$

Note que o termo  $G_1$  é responsável pelo amortecimento desse sistema massa mola. Não é possível se desprezar totalmente este termo pois estaríamos tirando o amortecimento do sistema e isto iria causar instabilidade. O valor do coeficiente de amortecimento é baixo, função de um comprimento  $L$  determinado teoricamente. Este comprimento pode não ser preciso, mas a ordem de grandeza deve ser coerente. Somente a troca significativa da ordem de grandeza deste comprimento tem o poder de mudar sensivelmente o comportamento deste sistema de massa mola.

O termo  $G_2$  pode considerar apenas o efeito da mola. Os outros valores adicionados outrora contidos neste são muito pequenos. O termo  $G_3$  é similar ao mostrado no capítulo 4, neste, entretanto retiramos a componente relativa a força peso que é de menor ordem.

Assim, se escrevermos a equação (7.1) apenas em termos das variáveis desconhecidas no mesmo instante de cálculo obteremos:

$$\ddot{y} + G_1 \dot{y} + G_2 y = G_5 - G_4 \cdot P_L \quad (7.6)$$

$$G_5 = G_3 - G_2 \cdot y_0^{t=0} \quad (7.7)$$

Esta equação (7.6) pode ser resolvida por RUNGE-KUTTA-FEHLBERG desde que o valor de  $P_L$  seja conhecido. Para isto fazem realmente necessárias as outras equações do sistema que também foram reduzidas.

A equação da continuidade pela câmara da VCA pode ter o termo  $q_5$ , relativo à expansão, ora da câmara, ora do diafragma desprezados. A equação (7.8) mostra a equação (4.14) na versão mais simplificada. Note porém, que a relação volumétrica deduzida pela geometria da câmara deve ser mais próxima da real possível.

$$K_1 \sqrt{|P_1^{(t-\Delta t)} - P_L^{(t)}|} - K_2 \cdot y_p^{(t-\Delta t)} \cdot \sqrt{|P_L^{(t)} - P_2^{(t-\Delta t)}|} + q_3 = 0 \quad (7.8)$$

Que pode ser entendida como a igualdade

$$q_3 = q_1 - q_2 \quad (7.9)$$

Sendo as constantes  $K_1$  e  $K_2$  determinadas conforme já mostradas em (4.15) e (4.16). A própria parcela  $q_3$  fica estabelecida conforme, também, já mostrado em (4.17).

A equação simplificada (7.8) deixou de ser uma equação diferencial de 1ª ordem, mas ainda apresenta como maior dificuldade, o fato de ser não linear e resolvida apenas por um método numérico que é passível de não convergir.

De qualquer maneira, a própria equação (7.8) ainda é função da variável  $y_p$  que advém do sistema de alta frequência da mola do piloto.

O sistema da mola de retorno, por simplificação pode ser desprezado. Restando-nos ainda a equação diferencial de 2ª ordem associada ao piloto da VCA que foi explicitada em (4.30) que agora também poderá ser reduzida a uma expressão mais simples. Para a VCA em estudo, a tubulação de tomada de pressão do piloto é curta. Havia sido considerado que a pressão em ambas as extremidades do tubo fosse igual, sendo o coeficiente de amortecimento compensado pelo valor do comprimento  $L_{p1}$ . Fator que ajuda a estabilidade do sistema, mesmo obtendo-se valores próximos de pressão entre  $P_2$  e  $p_{1p}$ .

A nova expressão proposta leva em conta que a pressão  $p_{1p}$  e  $P_2$  são idênticas o que faz com que o termo de 1ª ordem desapareça da equação. E esta aproximação de igualdade de pressão poderá resultar em problemas de instabilidade numérica. A oscilação, na realidade, ocorre no piloto, uma vez que falta a esse sistema massa mola um melhor amortecimento. Isto pode realmente representar um problema de segurança operacional para a VCA.

$$\ddot{y}_{p1} + W_{21}y_{p1} = \frac{P_2^{(t-\Delta t)} \cdot A_{Dp} - K_{p1} \cdot y_{0p1}}{m_1} \quad (7.10)$$

Também podemos simplificar o termo  $W_{21}$ , considerando apenas a proporcionalidade da mola. Como o termo de primeira ordem foi negligenciado, a equação não ficará amortecida, oscilando proporcionalmente à variação da pressão  $P_2$ . O equacionamento da rede irá se encarregar de provocar um amortecimento em  $P_2$  o que deverá provocar a estabilização de  $y_{p1}$ . O termo inercial de segunda ordem também é menor, mas para se aproveitar o uso das rotinas de solução implementadas, o podemos manter.

$$W_{21} = \frac{K_{p1}}{m_1} \quad (7.11)$$

Por simplificação já foi admitido que a pressão  $P_2$  é igual a  $p_p$  e com isso desaparecem o conjunto de equações da continuidade no volume de controle do piloto.

Assim, a componente  $y_p$ , variável dependente de (7.8) passa a ser determinada por :

$$y_{ph1} = y_{p1}^{t=0} + y_{p1}^t \quad (7.12)$$

$$y_p = y_{p1max} - y_{ph1}^t \quad (7.13)$$

As equações principais de interesse para simulação da condição de contorno da VCA em conjunto com a rede hidráulica são então :

(7.6) - Equação do movimento de  $y$  - Diferencial de 2ª ordem

(7.8) - Equação de  $P_L$  - Não linear

(7.10) - Equação de  $y_{p1}$  - Diferencial de 2ª ordem/Algébrica

Algumas variáveis devem ser determinadas com máxima precisão para que se consiga simular o funcionamento da VCA. Em especial o valor dos coeficientes de rigidez da mola, massas e dados geométricos, como áreas, pré tensionamentos, comprimentos e geometrias de passagem de água.

Também é necessário se dispor de dados de ensaio bastante precisos, tanto para se avaliar a perda de carga da VCA como para se avaliar a perda de carga do piloto como um todo e em específico da geometria da agulha e do êmbolo de vedação em separado. Lembrando ainda, que eventualmente a válvula piloto poderá efetuar o papel da VCA principal se esta estiver fechada. Estes dados poderiam aferir melhor as considerações adotadas e são de vital importância para o funcionamento do sistema.

## **7.2) Procedimento para determinação do ponto de operação da VCA**

Para cálculo em regime permanente, ou regime extensivo, utilizando-se o MOC simplificado para 2 divisões por tubo com nó intermediário N3, pode-se admitir que a VCA executará diretamente a redução ou controle desejado. Para tanto basta se ajustar a pressão a jusante, por exemplo, ao nível desejado de controle. Entretanto, é bem vinda a determinação dos parâmetros da VCA através dos quais o controle será realmente efetuado.

Esta análise permite que se dimensione corretamente a VCA para que a condição de operação realmente seja efetuada sem problemas.

Primeiramente, de posse das pressões a montante, a jusante, esta última imposta durante a especificação da rede e simulação em regime permanente, e da vazão, deve-se determinar a perda de carga necessária na VCA. Esta perda de carga deverá simplesmente ser imposta pela VCA. A relação de BERNOULLI para a válvula determinará o valor da perda de carga necessária:

$$\Delta H = K_d \frac{Q^2}{2 \cdot g \cdot A^2} = \frac{1}{C_{dv}^2} \frac{Q^2}{2 \cdot g \cdot A^2} \quad (7.14)$$

em que  $K_d$  está para o fator de perda de carga dinâmico e  $C_{dv}$  para o fator de perda de carga dinâmico que foi usado no equacionamento.

Conhecida a relação de perda de carga,  $C_{dv}$  x posição relativa do obturador (%), gráfico que precisa ser aferido e informado detalhadamente pelo fabricante, pode-se determinar por meio do polinômio característico a posição que o obturador deverá estar. Neste ponto, já, se poderia escolher o tipo específico de VCA mais adequado à rede. Pois, se conhecendo de antemão outras condições operacionais é possível se escolher a posição relativa mais

adequada para uma faixa de operação que será imposta pela rede e suas condições operacionais.

Desta escolha, determina-se também, por exemplo, se existirá a necessidade de se usar um dispositivo auxiliar como um V-Port. Aqui também entrará a análise das condições operacionais no que diz respeito à ocorrência do fenômeno de cavitação.

O próximo passo é a determinação da pressão  $P_L$  para esta condição de operação analisada. Invertendo-se (7.6), sabendo-se que o obturador deve estar parado obtém-se:

$$P_L = \frac{G_5 - G_2 y}{G_4} \quad (7.15)$$

$P_L$ , para um conjunto de parâmetros da VCA, deverá se encontrar em uma faixa limitada por  $P_1 < P_L < P_2$ .

Caso  $P_L$ , esteja dentro da faixa considerada, pode-se determinar pela equação da continuidade (7.10) o suposto valor do posição do êmbolo da vedação que regula a perda de carga pelo piloto.

Este cálculo não pode ser feito uma única vez pois a função  $C_{Dp}$  não é constante e depende de  $y_p$ . Assim precisamos executar o cálculo em um laço com no mínimo 10 iterações para que o valor de  $y_p$  seja determinado. Note que aqui também a parcela  $q_3$  é igual a zero, pois não pode existir movimento. As equações (7.16) a (7.18) fazem parte deste laço.

$$C_{Dp} = f(y_p) \quad (7.16)$$

$$K_2 = C_{Dp} \cdot w_p \cdot \sqrt{2 / \rho} \cdot \text{sgn}(P_L - P_2) \quad (7.17)$$

$$y_p = \frac{K_1 \sqrt{|P_1 - P_L|}}{K_2 \cdot \sqrt{|P_L - P_2|}} \quad (7.18)$$

Este cálculo é feito para um fixo e acertado valor da posição da agulha e de sua perda de carga que fazem parte da função  $K_1$ .

$$K_1 = C_{Da} \cdot w_a \cdot h_a \sqrt{2 / \rho} \cdot \text{sgn}(P_1 - P_L) \quad (7.19)$$

Ou seja, no regime permanente, em função das demais condições de operação da rede se precisa saber qual o ponto de ajuste da agulha que se deseja trabalhar.

Bem, calculado  $y_p$ , para uma dada posição da agulha, pode-se determinar qual, ou ainda, quais os valores de pré tensionamento da mola do piloto que podem ser adequados para provocar a abertura  $y_p$  no êmbolo da vedação. Em primeira aproximação, o valor da abertura do êmbolo é um complemento direto do pré tensionamento da mola do piloto da VCA, ou seja:

$$y_{op1} = y_{p1\max} - y_p^{t=0} \quad (7.20)$$

Mas este valor precisa ser checado com a equação da dinâmica do sistema massa mola do piloto que é a equação (7.10). Se o valor de  $y_{op1}$  calculado por (7.10) não se aproximar do valor calculado por (7.20) o sistema não entrará em equilíbrio.

Deve-se ter atenção, com (7.10), pois, como esta é uma equação diferencial, estaremos calculando valores relativos à posição inicial e esta é zero no instante  $t=0$ . Logo,  $y_{p1} = 0$  em (7.10), o que não significa que a posição absoluta é zero, pois esta é determinada por  $y_{op1}$ . Assim obtemos:

$$y_{0p1} = \frac{P_2 \cdot A_{Dp}}{K_{p1}} \quad (7.21)$$

Nas simulações do trabalho consideramos também a força de contato com o sistema da mola de retorno, mas este pode ser desprezado.

Note que, para este caso, o pré tensionamento  $y_{op1}$  será a posição inicial hidráulica ou absoluta.

Se o valor calculado de  $y_{op1}$  não coincidir com o valor imposto para equilíbrio na condição que escolhemos, poderemos proceder à alteração dos parâmetros do piloto.

Mas existe ainda um detalhe que precisamos levar em conta. Podem existir casos em que a posição hidráulica é eventualmente menor do que o pré tensionamento total. Ou seja, se a força atuante  $P_2 \cdot A_{Dp}$  for muito grande, tal que se pense em alterar o valor da rigidez da mola de imediato, se deve fazer uso da hipótese da frase anterior. E assim a equação (7.21) assume a forma

$$y_{0p1} = \frac{P_2 \cdot A_{Dp} - y_{ppre} \cdot K_{p1}}{K_{p1}} \quad (7.22)$$

Na prática esta equação admite que a força imposta pela mola no ajuste inicial deslocou o diafragma do batoque de apoio no corpo superior do piloto após

algumas voltas no parafuso. Voltas que correspondem a esse deslocamento residual  $y_{ppre}$ .

O deslocamento total do parafuso de ajuste será então a soma total de  $y_{op1}$  e  $y_{ppre}$ . E este valor já é então sabido durante o cálculo de regime permanente e dimensionamento da rede.

Este procedimento permite que se dimensione a VCA para uma dada instalação, principalmente no que diz respeito ao conhecimento de seu ponto de operação.

Entretanto existem ainda algumas outras verificações que se deve fazer para que o sistema esteja bem dimensionado a operar nas condições desejadas.

Após a determinação da pressão  $P_L$ , deve-se simular a equação (7.1) dinamicamente por meio de um dos métodos apresentados para que se avalie a operação da mesma.

Se o valor do  $y_{op1}$  calculado por (7.21) for menor que o complemento em (7.20) significará que o valor da posição do êmbolo do piloto  $y_p$  é que não se encontra favorável ao equilíbrio. Isto porque o valor da posição da agulha foi muito subestimado e deve agora ser alterado. A agulha pode estar ocasionando uma redução excessiva.

O processo é revertido e  $y_p$  é determinado pela inversão de (7.20) uma vez que o pré tensionamento  $y_{op1}$  já fora estabelecido.

$$y_p^{t=0} = y_{p1\max} - y_{op1} \quad (7.23)$$

Como  $P_L$  e  $y_p$  são conhecidos, temos que determinar a nova posição da agulha para que se estabeleça o equilíbrio nos sistemas. Invertendo-se (7.18)

$$K_1 = \frac{y_p \cdot K_2 \cdot \sqrt{|P_L - P_2|}}{\sqrt{|P_1 - P_L|}} \quad (7.24)$$

e

$$h_a = \frac{K_1}{C_{Da} \cdot w_a \cdot \sqrt{2/\rho}} \quad (7.25)$$

Desse modo, mais uma vez pode se contornar as limitações geométricas e físicas escolhendo-se outro ponto operacional de regime permanente para a VCA. Ponto que possui outro tipo de regulagem para a agulha. Evidentemente que isto também alterará o comportamento dinâmico da VCA. Também precisamos ressaltar que é possível somente se executar um ajuste fino com a agulha. O importante é que esta não esteja fechada.

Se pressão  $P_L$  estiver fora da faixa indicada, ou seja, entre as duas pressões de projeto, de montante e de jusante, deve-se escolher outro ponto operacional ou outra válvula, ou uma alteração geométrica que possibilite a operação correta.

A figura 7.1 mostra o esquema proposto para o procedimento de determinação do ponto operacional da VCA em regime permanente.

Este procedimento faz parte da rotina do programa simulador, que é especificamente acionada durante a fase de regime permanente. Esta fase perfaz 30 interações no tempo, logo após estabelecida a convergência, e antes de se iniciar a simulação definida pelo usuário.

### Procedimento para Determinação do ponto operacional da VCA e piloto

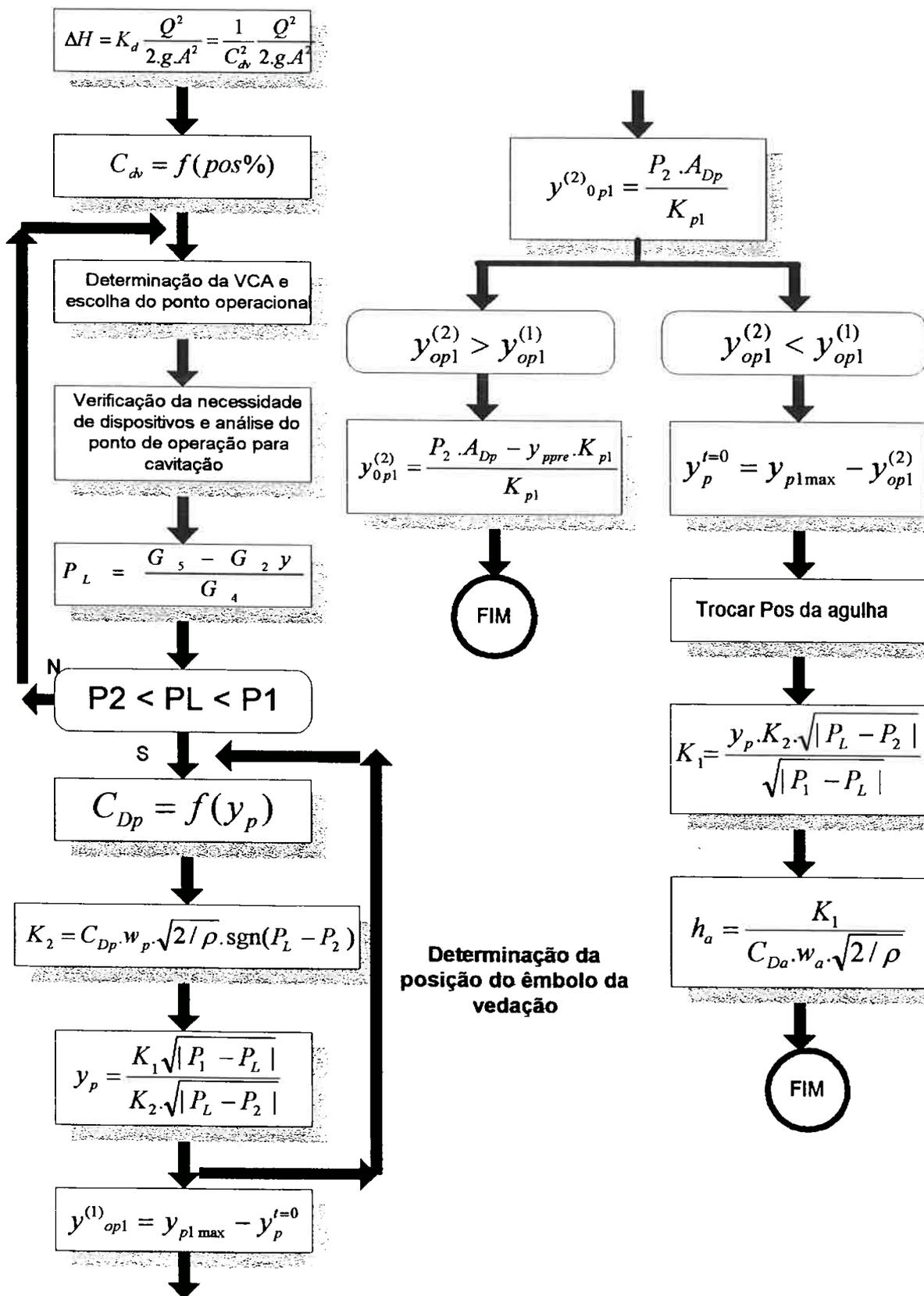


Figura 7.1 – Procedimento para escolha de VCAs e ponto operacional

### 7.3) Análise crítica de funcionamento

A determinação das condições operacionais de uma VCA, e em específico de um piloto, podem nos levar a conclusão de não ser possível o uso de uma válvula de controle única, principalmente piloto, que satisfaça as situações desejadas.

Para isto os próprios fabricantes prevêm diferentes tipos de piloto, nos quais os parâmetros de influência como as áreas de atuação do fluido são modificados. Um exemplo característico é o piloto mostrado na figura 7.2 que tem uma área de atuação muito maior que o piloto tradicional. Esta área está definida pela parte verde do mesmo. Note que, para este tipo de piloto existirá

uma influência maior do termo de compressibilidade  $q_{p5} = \dot{p}_{Lp} \left( \frac{V_4}{\beta_e} \right)$  na equação da continuidade da câmara do piloto, uma vez que a área do diafragma é muito maior que a área central.

Outro bom exemplo de automatismo, é o dispositivo eletrônico mostrado na figura 7.3 em que um controlador digital regula externamente a pressão na câmara do piloto. Este dispositivo permite que se opere exatamente em diferentes faixas de acordo com a necessidade da rede. É tipicamente aplicado a redes em que a condição de pressão dos reservatórios noturna é significativamente diferente da condição diurna. O regulador programável, pela data e tempo, executa um controle externo possibilitando ao piloto agir de forma diferenciada, e, por decorrência, permitir a VCA uma regulação adequada durante diferentes períodos extensivos.

Ambas as figuras estão mostradas a seguir.

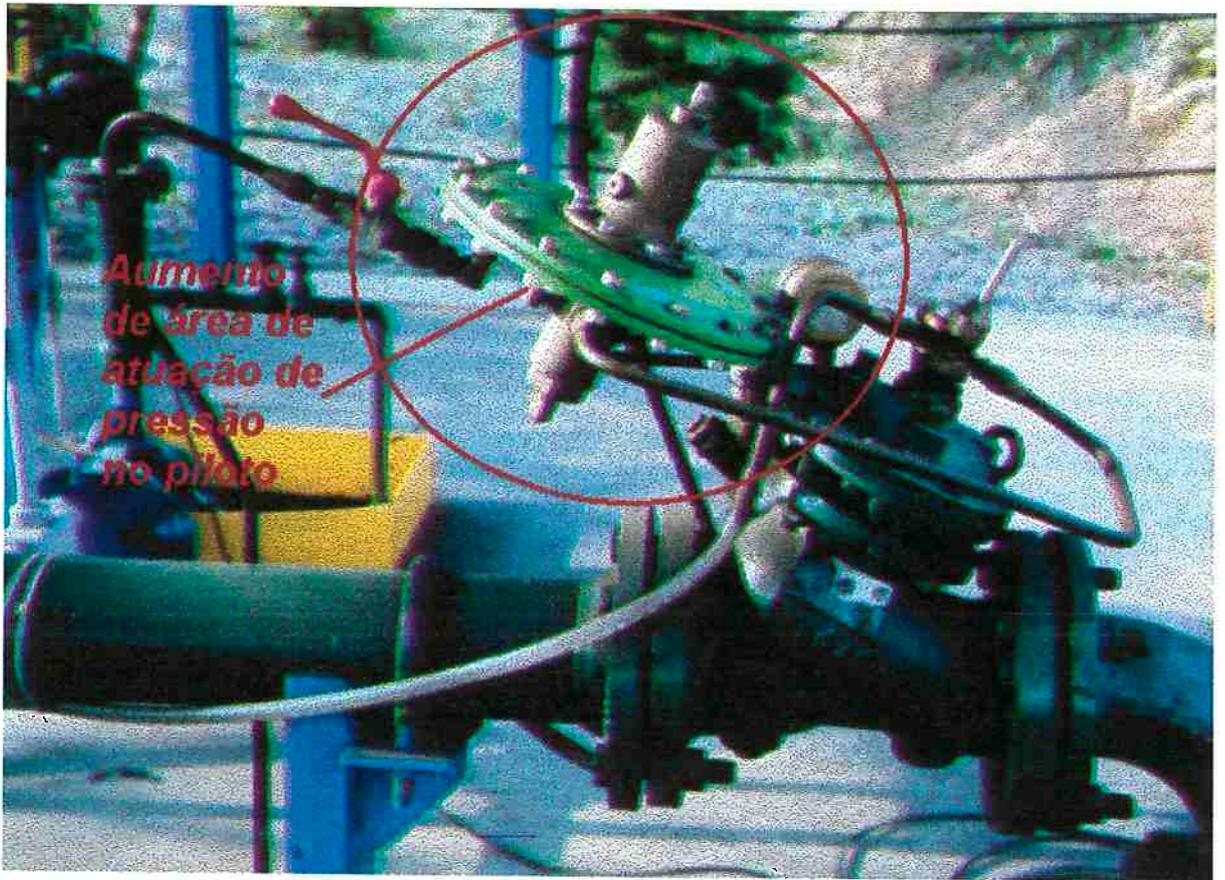


Figura 7.2 – Piloto com área de atuação de pressão maior

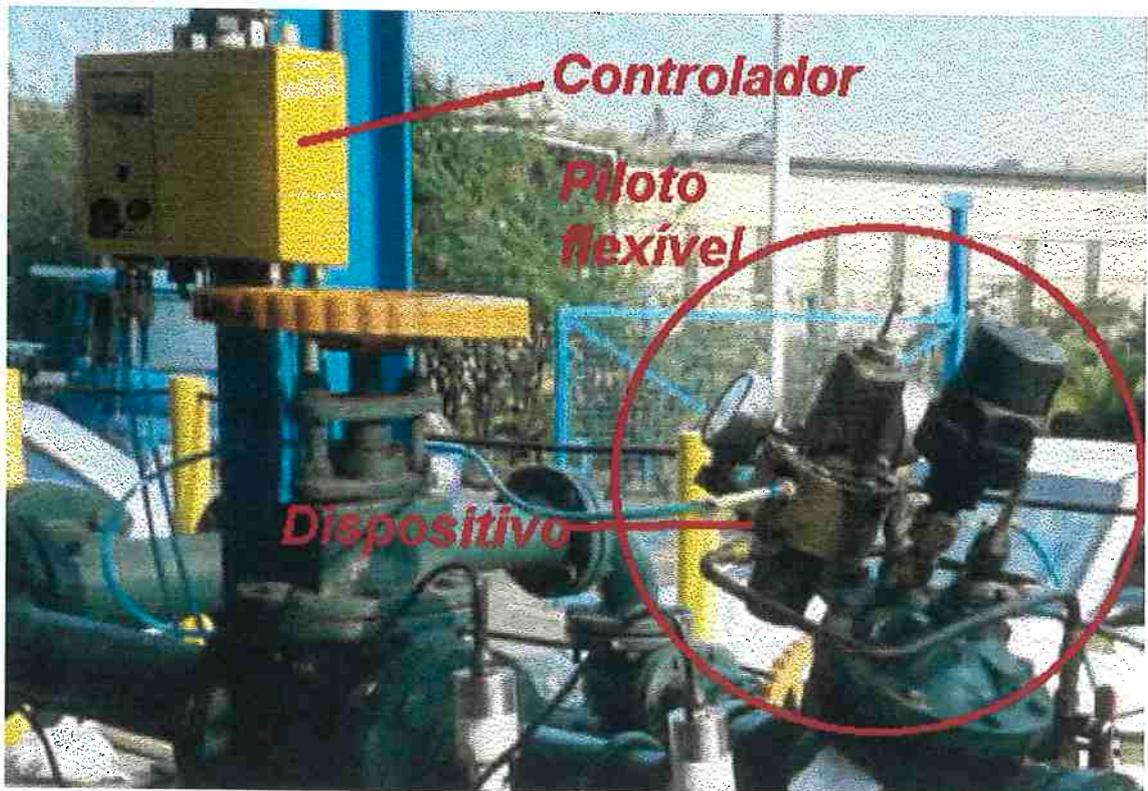


Figura 7.3 – Piloto acoplado a controlador lógico de tempo

Entretanto essa concepção de válvulas reguladoras , que se utilizam da energia da própria rede para o trabalho possuem uma série de limitações que precisam ser avaliadas quando da instalação.

Os tubos de tomada de pressão não devem ser muito longos ou apresentar uma perda de carga singular significativa. Nos tubos ocorrerão também ondas de choque . Nos ensaios efetuados ficou demonstrado que qualquer infiltração ou problema na admissão das pressões provocará flutuação do piloto, da VCA e por conseqüência do ponto regulado na rede. A sensibilidade do sistema em função dos tubos é bastante significativa, o que representa um fator de risco se imaginarmos a utilização de válvulas reguladoras em instalações radioativas ou que exijam um índice de segurança elevado. Também é de se notar que o sistema de massa mola do piloto opera sem um coeficiente de amortecimento direto o que faz com que esse sistema vibre constantemente a uma frequência alta. Um amortecedor seria bem vindo a este sistema em específico.

Para redes que requerem alta segurança, sugere-se uma válvula eletro-eletrônica que possua duas tomadas de pressão a montante e a jusante que utilizem os transdutores de pressão, e que atue o obturador por meio de uma energia externa à rede, como por exemplo um acionamento elétrico ou hidráulico. O comando, um CLP ou um micro computador dedicado, deverá interpretar os valores colhidos montante e à jusante, e por meio de um programa lógico definir qual a abertura mais indicada para que uma condição de regulação seja satisfeita. Essa definição ocorre através do controle da válvula piloto do servomotor hidráulico, por exemplo. A figura (7.4) mostra a VCA acionada por energia externa à rede.

Outro ponto importante que pode aumentar a flexibilidade da VCA sem aumento significativo de custo, é a adoção de uma regulagem elétrica para o pré tensionamento da mola do piloto. Esta regulagem elétrica permitiria que se trabalhe em diversos pontos operacionais que, contudo, não podem ser muito distantes, pois isto acarretaria a necessidade de mudanças maiores no piloto. Mas, para um bom conjunto de pontos operacionais já se poderia usar uma mesma VCA variando-se apenas o seu pré tensionamento eletricamente. O controle do acionamento e programação também deve ser executado por um CLP dedicado.

O acionamento combina um motor elétrico ou atuador ao qual se acopla uma rosca sem fim. A esta rosca está ligado uma coroa. Pelo centro da coroa corre outra rosca solidária a haste de tensionamento da mola. A medida que a coroa do sem fim gira, a rosca faz com que a haste atuadora suba ou desça.

Caso os esforços para girar o parafuso sejam pequenos, pode-se substituir este mecanismo por um acionamento direto por motor de passo ou servo motor elétrico. Este tipo de controle já aumentaria a flexibilidade do piloto, podendo-se ainda até refinar o piloto também através do acoplamento de um motor elétrico diretamente ao eixo da agulha. Isto proporcionaria ao piloto um controle mais completo e com isso o engenheiro também teria a disposição os dados reais das posições da agulha, do parafuso de pré-tensionamento e também, em decorrência, o valor da posição do êmbolo da vedação.

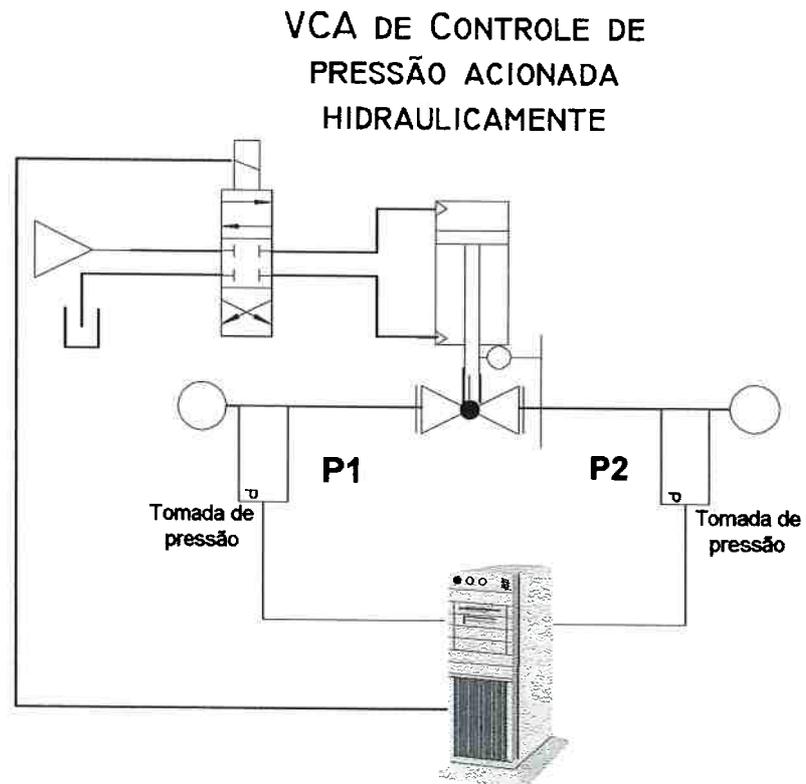


Figura 7.4 – Esquema de VCA com acionamento hidráulico

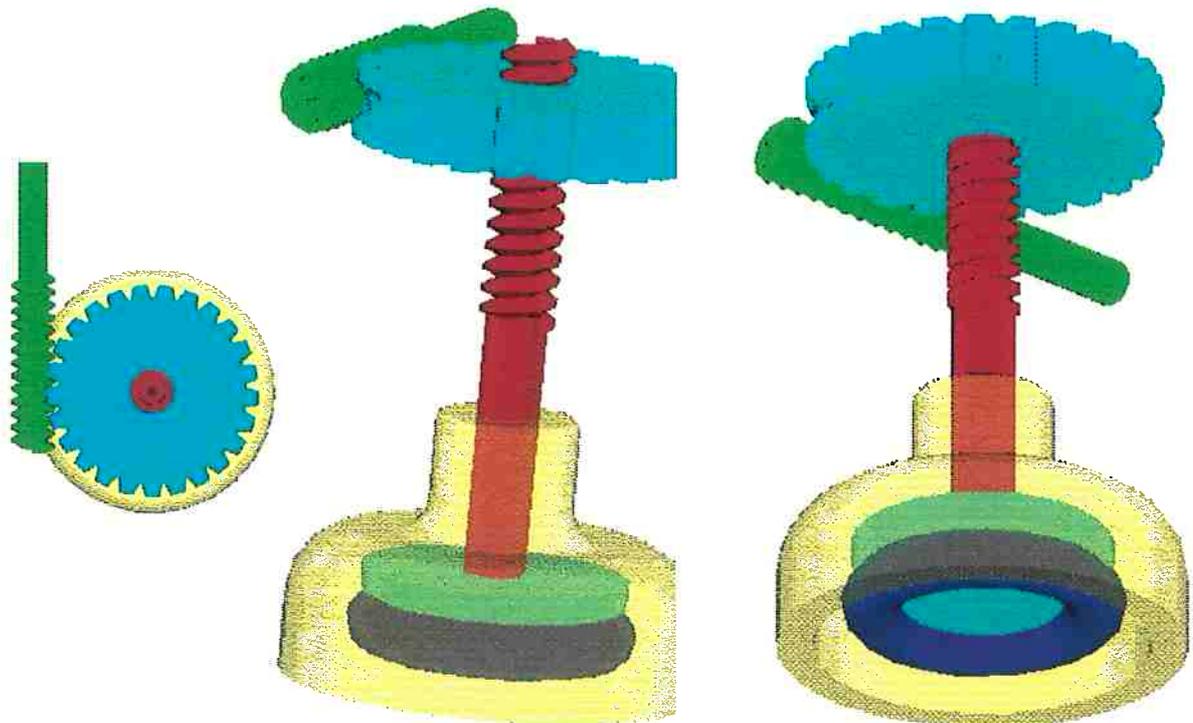


Figura 7.5 – Pré tensionador acionado externamente

## **8.0) Conclusões**

1. A dinâmica da válvula de controle automático é passível de ser simulada pelo modelo proposto. As equações representam razoavelmente a condição de contorno como um todo, permitindo a simulação da dinâmica da VCA e do seu piloto. A simulação da VCA e do piloto mostram quais as variáveis de maior influência e abrem margem para a discussão de novas concepções de VCAs que sejam mais flexíveis, ou ainda seguras sob o ponto de vista operacional. Com base na análise das equações, torna-se evidente a adoção de um método mais abrangente para o estudo de implantação de tais válvulas na rede. Estes método engloba a verificação das condições de operação da rede toda. Os dispositivos de controle e ajuste da VCA tem significativa importância no seu funcionamento, e pode-se matematicamente determinar o ajuste imposto para que seja satisfeita uma determinada condição de operação em regime permanente. Também é de se notar que o sistema piloto da VCA é muito suscetível a pequenas perturbações que podem desestabilizar a VCA. Bolhas de ar, sujeira, ou uma tubulação de tomada de pressão incorreta podem causar problemas na VCA e induzir em decorrência disso, problemas na rede.
2. A condição de contorno acoplado ao modelo de redes na forma como descrita neste trabalho consegue representar satisfatoriamente a dinâmica da rede dotada de VCAs. Para simulação de transientes hidráulicos torna-se necessário o uso do modelo modificado, MOCM, com a inclusão do coeficiente de fator de atrito  $k_3$ . Este coeficiente de fator de atrito mostrou significativa importância no amortecimento das ondas de choque originadas durante o transiente. O método tradicional, sem a inclusão do fator de atrito

transitório não é capaz de representar corretamente o transiente em uma rede. Tornar-se-ia impraticável o cálculo de transientes hidráulicos em VCAs com o modelo tradicional pois a válvula teria um comportamento instável o que não representa os resultados verificados no ensaio experimental. Com isso não se poderia concluir satisfatoriamente a representação do comportamento da válvula de controle acoplada à rede.

3. As recomendações que fazemos são relacionadas a maior quantidade de informações ou leis características que os próprios fabricantes tem condições de levantar e informar. Também vale uma lei característica para a válvula piloto que também é importante. Sugere-se que seja também descrito o meio pelo qual a lei fora levantada, o que certamente indica ao usuário se esta forma característica se adaptaria ou não a sua aplicação ou instalação.
4. Juntamente com essa, sugerimos também que se construa um protótipo de VCA com dispositivos de controle, parafuso pré tensionador e válvula agulha regulados eletricamente. Esta VCA deve também ser controlada por um CLP que também monitora as pressões de jusante e montante e atua os reguladores estática e até dinamicamente. Esta sugestão é um primeiro passo, de custo reduzido, para que em diante se teste uma VCA com acionamento direto, elétrico ou hidráulico. Esta segunda VCA dispensaria a válvula piloto e executaria o controle como uma unidade de regulação de rede programada. Ainda nesta linha, um terceiro passo poderia ser a inclusão de um regulador de redes junto com a válvula reguladora, de tal modo que a próprio regulador da válvula recebesse não só dados das pressões de montante e jusante, mas sim dados de toda a rede.

## Apêndice A

### A.1) Forma Geral da EQM com termo de atrito:

$$-A \frac{\partial P}{\partial x} - \tau_w \cdot \pi \cdot D - \rho g A \sin \theta - \rho \cdot A \left( \frac{\partial V}{\partial t} + V \frac{\partial V}{\partial x} \right) = 0 \quad (\text{A.1})$$

onde a tensão de cisalhamento possui uma componente de regime estacionário ou permanente e outra transitória.

$$\tau_w = \tau_{rp} + \tau_{rt} \quad (\text{A.2})$$

que são aproximadas por

$$\tau_{rp} = \frac{\rho \cdot f \cdot V |V| \pi \cdot D}{8A} \quad (\text{A.3})$$

$$\tau_{rt} = \frac{4\mu}{D} \int W \frac{\partial V}{\partial t} dt \quad (\text{A.4})$$

de acordo com VARDY <sup>(X3)</sup> ou ainda

$$\tau_{rt} = k_3 \left( \frac{\partial V}{\partial t} - a \frac{\partial V}{\partial x} \right) \quad (\text{A.5})$$

de acordo com BRUNONE et al <sup>(X1)</sup>

Assim (A.1) pode ser escrita como

$$\frac{\partial V}{\partial t} + V \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{f \cdot V |V|}{2D} + k_3 \left( \frac{\partial V}{\partial t} - a \frac{\partial V}{\partial x} \right) + g \cdot \sin \theta = 0 \quad (\text{A.6})$$

Por hipótese do fluido ser pouco compressível, conduto indeformável e pelo

fato de  $V \frac{\partial V}{\partial x} \ll \frac{\partial V}{\partial t}$  podemos reescrever (A.6) como

$$\frac{\partial V}{\partial t} + g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{f \cdot V |V|}{2D} + k_3 \left( \frac{\partial V}{\partial t} - a \frac{\partial V}{\partial x} \right) = 0 \quad (\text{A.7})$$

que é a equação da quantidade de movimento a ser usada no MOCM.

### **A.2) Equações características do MOCM:**

O sistema de equações a ser resolvido pelo método das características está então explicitado em (A.8) e (A.9)

$$L_1 = \frac{\partial Q}{\partial t} + gA \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{f \cdot Q |Q|}{2DA} + k_3 \left( \frac{\partial Q}{\partial t} - a \frac{\partial Q}{\partial x} \right) = 0 \quad (\text{A.8})$$

$$L_2 = \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{g \cdot A} \frac{\partial Q}{\partial x} = 0 \quad (\text{A.9})$$

Do conceito de derivada total

$$\frac{\partial G}{\partial t} = \frac{\partial G}{\partial t} + V \frac{\partial G}{\partial x} = 0 \quad (\text{A.10})$$

podemos aplicar o método das características para resolver o par de equações. Assim sendo compomos a equação L do seguinte modo.

$$L = \lambda \cdot L_1 + L_2 \quad (\text{A.11})$$

obtendo:

$$L = \lambda \left[ \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{gA}{\lambda} \frac{\partial H}{\partial x} \right] + \left[ (1 + k_3) \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\lambda a^2}{gA} \frac{\partial Q}{\partial x} - k_3 \cdot a \frac{\partial Q}{\partial x} \right] + \frac{f \cdot Q |Q|}{2DA} \quad (\text{A.12})$$

Que por sua vez pode ainda ser modificada em:

$$L = \lambda \left[ \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{gA}{\lambda} \frac{\partial H}{\partial x} \right] + \left[ (1 + k_3) \frac{\partial Q}{\partial t} + \left( \frac{\lambda a^2}{gA} - k_3 \cdot a \right) \frac{\partial Q}{\partial x} \right] + \frac{f \cdot Q |Q|}{2DA} \quad (\text{A.13})$$

Obtemos a igualdade

$$\frac{g \cdot A}{\lambda} = \frac{\lambda \cdot a^2}{g \cdot A} - k_3 \cdot a \quad (\text{A.14})$$

Mas executando-se outra manipulação em (A.13), obtemos (A.15)

$$L = \lambda \left[ \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{gA}{\lambda} \frac{\partial H}{\partial x} \right] + (1 + k_3) \left[ \frac{\partial Q}{\partial t} + \left( \frac{\left( \frac{\lambda a^2}{gA} - k_3 \cdot a \right)}{(1 + k_3)} \right) \frac{\partial Q}{\partial x} \right] + \frac{f \cdot Q |Q|}{2DA} \quad (\text{A.15})$$

que por sua vez nos dá a igualdade

$$\frac{g \cdot A}{\lambda} = \frac{\lambda \cdot a^2 - k_3 \cdot a \cdot g \cdot A}{g \cdot A (1 + k_3)} \quad (\text{A.16})$$

Esta última fornece a equação (A.17)

$$\lambda^2 \cdot a^2 - k_3 \cdot a \cdot g \cdot A \cdot \lambda - g^2 \cdot A^2 (1 + k_3) = 0 \quad (\text{A.17})$$

Resolvendo esta equação do segundo grau obtemos

$$\sqrt{\Delta} = 2 \cdot a \cdot g \cdot A \sqrt{\left( \frac{k_3}{4} + k_3 + 1 \right)} \quad (\text{A.18})$$

e o valor final

$$\lambda = \frac{k_3 \cdot a \cdot g \cdot A \pm 2 \cdot a \cdot g \cdot A \left( \frac{k_3}{2} + 1 \right)}{2a^2} \quad (\text{A.19})$$

que nos fornece dois valores

$$\lambda_1 = \frac{g \cdot A(k_3 + 1)}{a} \quad (\text{A.20})$$

$$\lambda_2 = -\frac{g \cdot A}{a} \quad (\text{A.21})$$

e como

$$\frac{dx}{dt} = \frac{g \cdot A}{\lambda} \quad (\text{A.22})$$

então

$$\frac{dx}{dt} = \frac{a}{(1 + k_3)} \quad (\text{A.23})$$

$$\frac{dx}{dt} = -a \quad (\text{A.24})$$

são as duas retas características do MOCM.

### **A.3) Equações a Direita e à Esquerda de P:**

Assim analisando-se as equações a esquerda e à direita do ponto P em referência a figura 4.3.2. temos :

A esquerda de P,

$$\frac{\partial H}{\partial t} + B \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{f \cdot Q |Q|}{2D} \frac{a}{gA^2(1+k_3)} = 0 \quad (\text{A.25})$$

ao longo de  $\frac{dx}{dt} = \frac{a}{(1+k_3)}$

substituindo a celeridade podemos ainda escrever

$$\frac{\partial H}{\partial t} + B \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{f \cdot Q |Q|}{2D} \frac{(1+k_3)}{gA^2(1+k_3)} \frac{dx}{dt} = 0 \quad (\text{A.26})$$

forneendo finalmente

$$\frac{\partial H}{\partial t} + B \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{R \cdot Q |Q|}{\partial t} = 0 \quad (\text{A.27})$$

aonde

$$R = \frac{f \cdot \Delta x}{2D \cdot g \cdot A^2} \quad (\text{A.28})$$

e

$$B = \frac{a}{g \cdot A} \quad (\text{A.29})$$

A direita do ponto P temos

$$B \frac{\partial Q}{\partial t} - \frac{\partial H}{\partial t} \frac{1}{(1+k_3)} + \frac{f \cdot Q |Q|}{2D} \frac{a}{gA^2(1+k_3)} = 0 \quad (\text{A.30})$$

ao longo de  $\frac{dx}{dt} = -a$

assim temos

$$B \frac{\partial Q}{\partial t} - \frac{\partial H}{\partial t} \frac{1}{(1+k_3)} + \frac{R \cdot Q |Q|}{\partial t} \frac{1}{(1+k_3)} = 0 \quad (\text{A.31})$$

e finalmente

$$B(1+k_3) \frac{\partial Q}{\partial t} - \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{R \cdot Q |Q|}{\partial t} = 0 \quad (\text{A.32})$$

e

$$B_{Dk} = B \cdot (1+k_3) \quad (\text{A.33})$$

As equações a esquerda de P para a malha da figura 4.3.2 são

$$(+H_E = (H_A + BQ_A) - \left( B + \frac{R}{2} |Q_A| \right) Q_E \quad (\text{A.34})$$

$$(-)H_E = (H_C - B_{Dk}Q_C) + \left( B_{Dk} + \frac{R}{2} |Q_C| \right) Q_E \quad (\text{A.35})$$

$$(+H_P = (H_E - BQ_E) - \left( B + \frac{R}{2} |Q_E| \right) Q_P \quad (\text{A.36})$$

$$H_P = H_A + BQ_A - \frac{R}{2} |Q_A| Q_E - \left( B + \frac{R}{2} |Q_E| \right) Q_P \quad (\text{A.37})$$

igualando-se as duas equações de  $H_E$  e isolando-se  $Q_E$  obtemos

$$Q_E = \frac{(H_A - H_C + BQ_A + B_{Dk}Q_C)}{\left( B_{Dk} + B + \frac{R}{2} |Q_A| + \frac{R}{2} |Q_C| \right)} \quad (\text{A.38})$$

$$C_E = H_A + BQ_A - \frac{R}{2} |Q_A| Q_E \quad (\text{A.39})$$

$$B_E = B + \frac{R}{2} |Q_E| \quad (\text{A.40})$$

$$H_P = C_E - B_E Q_P \quad (\text{A.41})$$

As equações à direita de P ficam

$$(+H_D = (H_F + BQ_F) - \left( B + \frac{R}{2} |Q_F| \right) Q_D \quad (\text{A.42})$$

$$(-)H_E = (H_D - B_{Dk}Q_B) + \left( B_{Dk} + \frac{R}{2} |Q_B| \right) Q_D \quad (\text{A.43})$$

$$(+H_P = (H_D - B_{Dk}Q_D) + \left( B_{Dk} + \frac{R}{2} |Q_D| \right) Q_P \quad (\text{A.44})$$

$$H_P = H_B - B_{Dk}Q_B + \frac{R}{2} |Q_B| Q_D + \left( B_{Dk} + \frac{R}{2} |Q_D| \right) Q_P \quad (\text{A.45})$$

$$Q_D = \frac{(H_F - H_B + BQ_R + B_{Dk}Q_B)}{\left(B_{Dk} + B + \frac{R}{2}|Q_F| + \frac{R}{2}|Q_B|\right)} \quad (\text{A.46})$$

$$C_D = H_B - B_{Dk}Q_B + \frac{R}{2}|Q_B|Q_D \quad (\text{A.47})$$

$$B_D = B_{Dk} + \frac{R}{2}|Q_D| \quad (\text{A.48})$$

$$H_P = C_D + B_DQ_P \quad (\text{A.49})$$

## **Apêndice B**

### **B.1) O Sistema simulador**

O sistema simulador principal foi escrito originalmente em C++ para plataformas Windows <sup>TM</sup> 95/98 ou NT compilado com Turbo C++ e/ou C Builder da Borland. O sistema de simulação é composto basicamente por dois programas . Um programa simulador e um outro programa que possibilita a verificação rápida dos resultados gerados sob a forma de gráficos.

O programa simulador é o centro do sistema e está dividido em 3 módulos principais. Estes módulos são na realidade, programas executáveis que se comunicam entre si por meio de arquivos de dados estruturados.

O programa controlador é o módulo que resolve as equações da dinâmica da rede como um todo. Todos os dados relativos a rede são entrados sob a forma de arquivos texto simples, possuindo cada qual um formato padrão. Através dos mesmos é possível se discretizar qualquer tipo de rede que contenha, reservatórios, reservatórios de nível variável, tubos, válvulas de diversos tipos, bombas, e chaminés de equilíbrio. Este programa resolve as equações da malha característica para cada um dos tubos e também resolve as condições de contorno para cada ENO não tubo em cada instante de cálculo.

Para a solução da condição de contorno da VCA o programa , durante as fases de regime permanente e transiente executa em segundo plano os programas VCA0 e VCA1, respectivamente para cada intervalo de cálculo. Isto é decorrente do fato do programa dinâmico da VCA (VCA1) provavelmente ter

que executar os cálculos para subdivisões do intervalo de cálculo da rede. A arquitetura básica do sistema está mostrada em na figura B.1.

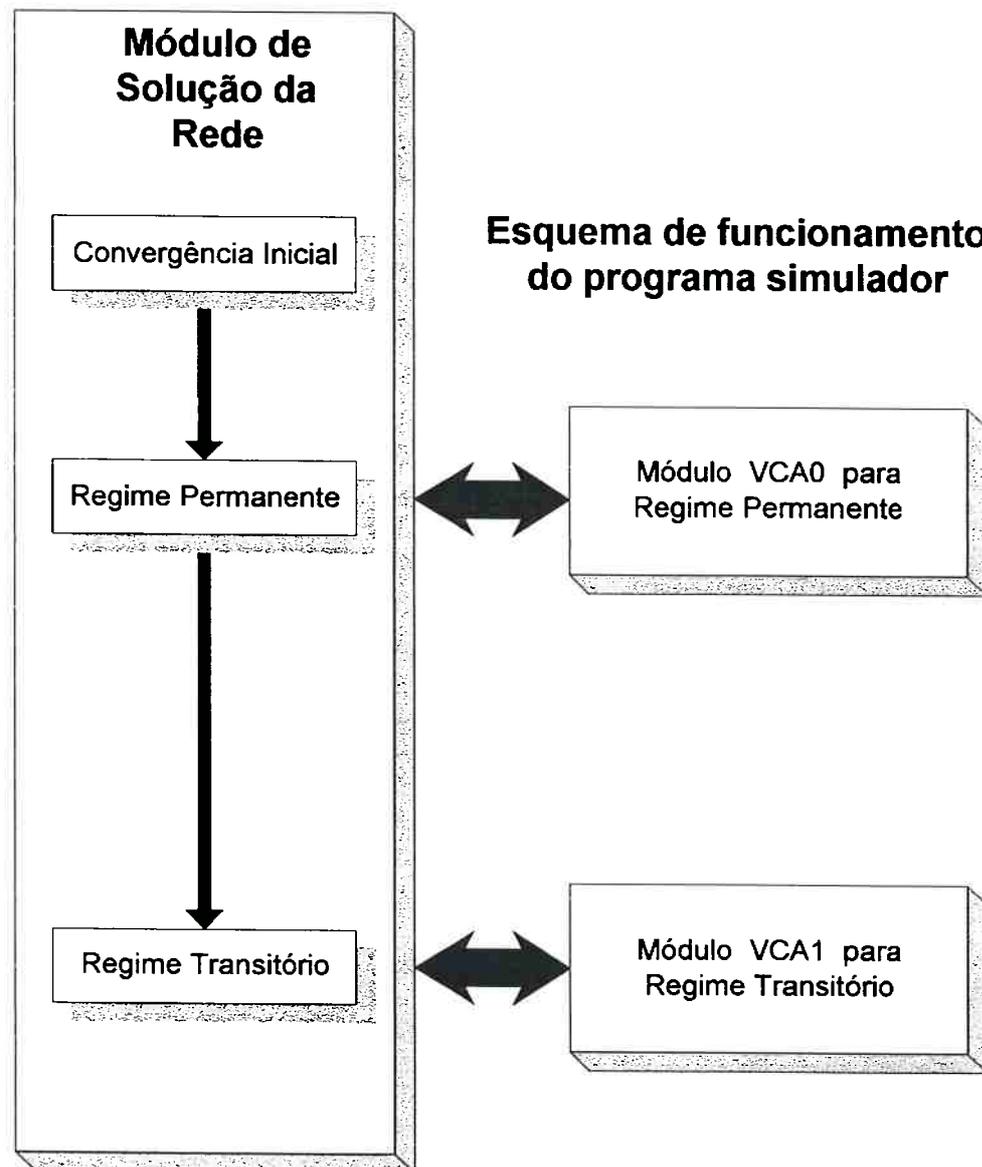


Figura B1 – Arquitetura do sistema de simulação.

A figura B2 mostra a tela inicial do programa que foi desenvolvido neste trabalho. Não é possível se anexar todo o programa computacional na forma de uma listagem à este trabalho devido a sua enorme extensão. Estamos nos

limitando a listar de uma forma reduzida apenas as rotinas principais do sistema que são relevantes a compreensão matemática da solução adotada.

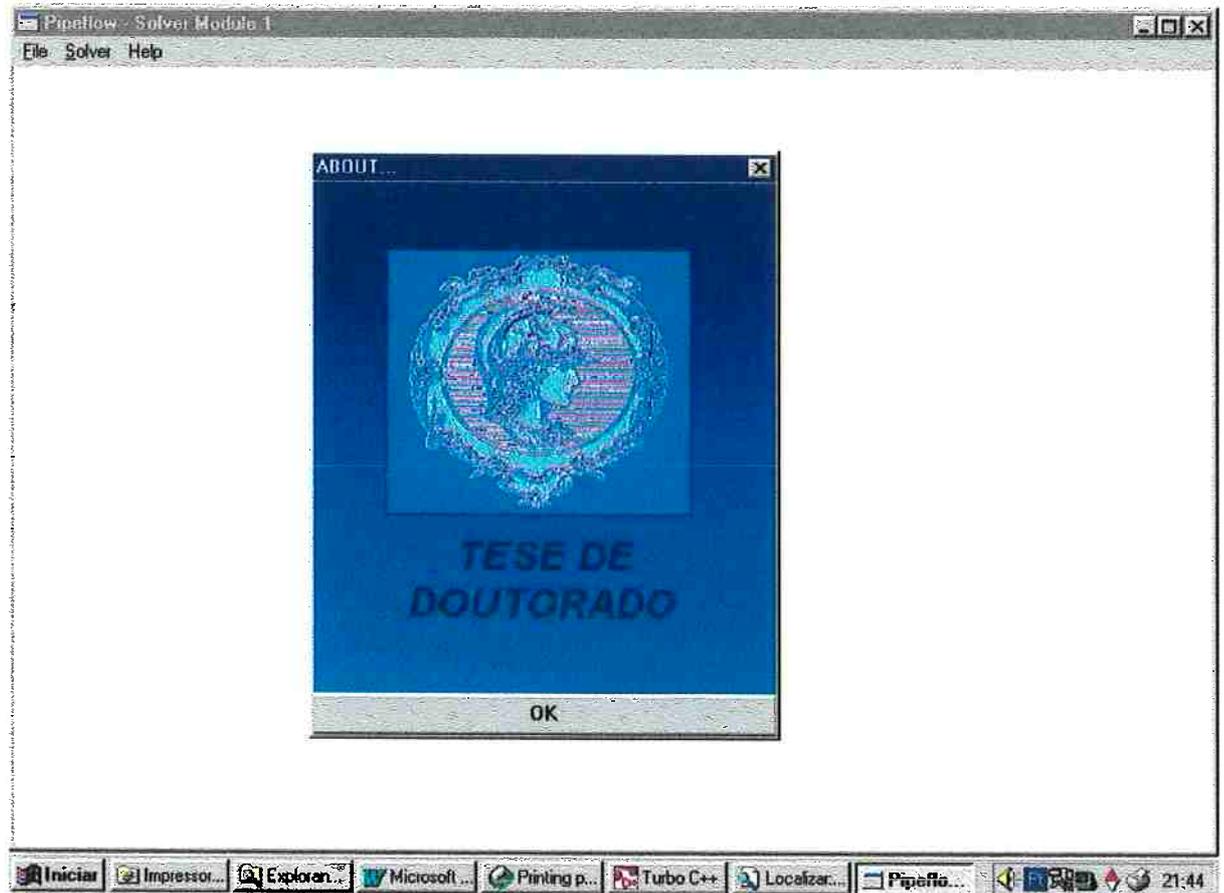


Figura B2 – Tela inicial do sistema .

### B.1.1) Laço principal do módulo de Redes

```
void TMainWindow::EXECCALC(RTMessage)
{
int ierr,i,i1,i2,type,cno,ii,j;
char buffer[100],nfile[100],nfile1[100],nfile2[100],nfile3[100],nfile4[100],nfile5[100];
char nprn[100];
FILE *p_file,*p_file1,*p_file2,*p_file3,*p_file4,*p_file5;
FILE *prn;
double t,dt2,veant;
int tx2,tx,txrp,txr,kk;
double ghf;
int ghi,estado,grp;
int rp;
double trp,tr,rpq1;
double rph1;
k3=0.7;
// inicializa variaveis transitorias
for (i=0;i<N;i=i+1)
{
i1=top[i][1];
i2=top[i][2];
HP[i1]=0;
HP[i2]=0;
QP[i][0]=0;
QP[i][1]=0;
QE[i]=0;
}
```

```

    }
    strcpy(nfile,"c:\\gov\\node.trt");
    p_file=fopen(nfile,"w");
    strcpy(nfile1,"c:\\gov\\res.trt");
    p_file1=fopen(nfile1,"w");
    strcpy(nfile2,"c:\\gov\\tub.trt");
    p_file2=fopen(nfile2,"w");
    strcpy(nfile3,"c:\\gov\\val.trt");
    p_file3=fopen(nfile3,"w");
    strcpy(nfile4,"c:\\gov\\bom.trt");
    p_file4=fopen(nfile4,"w");
    strcpy(nfile5,"c:\\gov\\ceq.trt");
    p_file5=fopen(nfile5,"w");
    strcpy(npm,"c:\\gov\\printer.txt");
    pm=fopen(npm,"w");
    if (p_file==NULL)
    {
    fprintf(pm,"\\nFile not Writeble");
    }
    else
    {
    //t=dtc; program anterior
    t=0;
    kk=0;
    for (i=0;i<N;i=i+1)
    {
        i1=top[i][1];
        i2=top[i][2];
        HP[i1]=H[i1];
        HP[i2]=H[i2];
        QP[i][0]=Q[i][0];
        QP[i][1]=Q[i][1];
        QE[i]=QA[i];
    }

    eno=0;
    for (i=0;i<N;i=i+1)
    {
        i1=top[i][1];
        i2=top[i][2];
        type=top[i][0];
    }

    eno=0;
    tx=0;trp=0;txrp=0;tr=0;txr=0;grp=-1;
    icrr=gravtrans(p_file,p_file1,p_file2,p_file3,p_file4,p_file5,t,tx,trp,txrp,tr,txr,&grp);
    t=dtc;
    tx=1;tx2=1;
    rp=0;txr=0;grp=0;tr=0;
    while(tr<=tvf)
    {
        for (i=0;i<N;i=i+1)
        {
            i1=top[i][1];
            i2=top[i][2];
            HP[i1]=1E+30;
            HP[i2]=1E+30;
            E[i1]=0;E[i2]=0;
            B[i1]=0;B[i2]=0;
            DN[i1]=1;DN[i2]=1;
        }
        icrr=excitacao(NNOD,t,noflow,Ana,Bnb,Cnc,Dnd,Fnf,Gng,QD);
        //TUBOS
        for (i=0;i<NT;i=i+1)
        {
            ii=tvec[i];
            i1=top[ii][1];
            i2=top[ii][2];
            type=top[ii][0]; //deve ser=2
            icrr=calctub(pm,t,itr,i,i1,i2,dtc,k3,NNOD,NN,QD,TD[i],TL[i],Tk[i],Tks[i],Ta[i],DI[i],VE[i],ACVE[i],ACVEA[i],PC[i],NI[i],T
            aj[i],&B0[i],&RT[i],&RT2[i],&CC1[i],&CC2[i],&B1[i],&B2[i],Q[ii][0],Q[ii][1],H[i1],H[i2],
            &B[i1],&B[i2],&E[i1],&E[i2],&DN[i1],&DN[i2],Hit,Quit,Hita,Qita);
        }
        //VALVULAS
        for (i=0;i<NV;i=i+1)
        {
            ii=vvec[i];

```

```

        i1=top[ii][1];
        i2=top[ii][2];
        type=top[ii][0];
        ierr=calcvai(pm,i1,i2,ttr,dtc,rp,testacv,densidade,VType[i],VD[i],Vks[i],&VPos[i],VP[i],VF[i],VZ[i],
        Lec[i],Lem[i],NLeic[i],&VCd[i],&VKVA[i],&VCABV[i],Vymax[i],Vy0[i],
        &HP[i1],&HP[i2],H[i1],H[i2],H0[i1],H0[i2],B[i1],B[i2],E[i1],E[i2],&QE[ii],QA[ii],Vyt[i],ajusteV);
        QP[ii][1]=QE[ii];
        QP[ii][0]=QE[ii];
    }
//BOMBAS
for (i=0;i<NB;i=i+1)
    {
        ii=bvec[i];
        i1=top[ii][1];
        i2=top[ii][2];
        type=top[ii][0]; //deve ser=4
        //verificar se funciona passar BPV [4][2]
        ierr=calcbomb(i,i1,i2,t,&HP[i1],&HP[i2],H[i1],H[i2],H0[i1],H0[i2],
        B[i1],B[i2],E[i1],E[i2],BD[i],Bks[i],Bpal[i],Brpmf[i],
        BrpmG[i],BPV[i],BDR[i],BIG[i],a11[i],a22[i],a33[i],
        &HB[i],&QE[ii]);
    }
//CEQ
for (i=0;i<NCEQ;i=i+1)
    {
        ii=qvec[i];
        i1=top[ii][1];
        i2=top[ii][2];
        type=top[ii][0]; //deve ser=5
        ierr=calceq(i,i1,i2,tx,t,dtc,&HP[i1],&HP[i2],H[i1],H[i2],H0[i1],H0[i2],
        B[i1],B[i2],E[i1],E[i2],ZCEQ[i],ZMCE[i],KCEQ[i],ACEQ[i],
        &ZPCEQ[i],&QE[ii],&QA[ii]);
    }
//RESERVATORIOS
for (i=0;i<NR;i=i+1)
    {
        ii=rvec[i];
        i1=top[ii][1];
        i2=top[ii][2];
        type=top[ii][0]; //deve ser=1
        ierr=calcrec_cte(i1,i2,H,HP,H0);
    }
// CARGAS HP nos NOS
for (i=0;i<N;i=i+1)
    {
        i1=top[i][1];
        i2=top[i][2];
        if ((i1+i2)!=0)
            {
                if (HP[i1]==1E+30)
                    {
                        if (B[i1]==0) fprintf(pm,"\nAtencao B%d zero",i1);
                        if (B[i2]==0) fprintf(pm,"\nAtencao B%d zero",i2);
                    }
                if (HP[i1]==1E+30) HP[i1]=E[i1]/B[i1];
                if (HP[i2]==1E+30) HP[i2]=E[i2]/B[i2];
            }
    }
//-----
//      Verificacao de Regime Permanente
//-----
if ((rp==0) && (t>4))
    {
        rph1=0;
        for (i=0;i<N;i=i+1)
            {
                i1=top[i][1];
                i2=top[i][2];
                rph1=rph1+fabs(HP[i1]-H[i1]);
            }
    }
else
    {
        rph1=1;rpq1=1;
    }
if (rph1<=0.0001) fprintf(pm,"\nRPH1: %f T %f ",rph1,t);

```

```

//HP e QP nos TUBOS
eno=0;
for (i=0;i<N;i=i+1)
{
  i1=top[i][1];
  i2=top[i][2];
  type=top[i][0];
  switch (type)
  {
    case 2:
      if (eno<NT)
      {
        if (B1[eno]==0) fprintf(pm,"nAtencao B1[%d] zero",eno);
        if (B2[eno]==0) fprintf(pm,"nAtencao B2[%d] zero",eno);
        if (TD[eno]==0) fprintf(pm,"nAtencao TD[%d] zero",eno,i2);
        if (TL[eno]==0) fprintf(pm,"nAtencao TL[%d] zero",eno,i2);
        // ---- > Condicoes a serem verificadas QP1 e QP2
        QP[i][1]=(CC1[eno]-HP[i2])/B1[eno]; // OK
        QP[i][0]=(HP[i1]-CC2[eno])/B2[eno]; // OK COLOQUIUM BET+KOELLE = livro
        QE[i]=(QP[i][0]+QP[i][1])/2;
        veant=VE[eno];
        VE[eno]=fabs(QE[i]*4/(M_PI*pow((TD[eno]),2)));
        ACVEA[eno]=ACVE[eno];
        ACVE[eno]=fabs(VE[eno]-veant)/dtc;
        PC[eno]=(fabs(H[i1]-H[i2])-(Tks[eno]*VE[eno]*VE[eno]/19.62))*1000*TL[eno];
        DI[eno]=fabs(QA[i]-QE[i]);
        QA[i]=QE[i];
        Hit[eno][0]=HP[i1];
        Hit[eno][NI[eno]]=HP[i2];
        Qit[eno][0]=QP[i][0];
        Qit[eno][NI[eno]]=QP[i][1];
      }
      eno=eno+1;
      break;
    }
}
//-----
// Verificacao de Regime Permanente
//-----
H[i1]=HP[i1];
H[i2]=HP[i2];
if (kk<=5)
{
  Q[i][0]=QP[i][0];
  Q[i][1]=QP[i][1];
}
else
{
  Q[i][0]=QE[i];
  Q[i][1]=QE[i];
}
kk=kk+1;
}
//RESERVATORIO VARIAVEL apos calculo da rede
for (i=0;i<NR;i=i+1)
{
  ii=rvec[i];
  i1=top[ii][1];
  i2=top[ii][2];
  type=top[ii][0];
  estado=calcrs(i,i1,i2,tr,dtc,NNOD,NT,H,HP,H0,Level,Area,RType,ZRT,ZRTa,tvec,top,QP,Qit,NI,NN,
  QD);
}
//Gravando todas as variaveis
ier=gravtrans(p_file,p_file1,p_file2,p_file3,p_file4,p_file5,t,tx2,trp,txrp,tr,txtr,&grp);
tx2=tx2+1;
//Atualizacao de variaveis
ier=atualiza();
//-----
// 1. estabelece R. Permanente
// 2. Mantem R. Permanente por 30 interacoes
// 3. inicia o transiente
// rp=0 situacao 1
// rp=1 situacao 2
// rp=2 situacao 3
if (rph1<0.00001)
{
  //estado de regime permanente alcancado

```

```

//inicio de estabilizacao de reg permanente
rp=1;
txrp=-1;
trp=0;
grp=1;
f printf(pm, "\nRegime Permanente obtido!!! em T:%f e tx=%d rph1:%f rpq1:%f", t, tx, rph1, rpq1);
}
if (txrp==30)
{
//inicio de transiente
// MUDANCA DO K3 APARTIR DESTE PONTO
txtr=0;
ttr=0;
}
tx=tx+1;
t=t+dtc;
if (rp==1)
{
txrp=txrp+1;
trp=trp+dtc;
}
if (rp==2)
{
trp=trp+dtc;
txtr=txtr+1;
ttr=ttr+dtc;
}
if (ttr>tvf) ttr=1000000;
}
if (txrp==31) rp=2;
}
fclose(p_file);
fclose(p_file1);
fclose(p_file2);
fclose(p_file3);
fclose(p_file4);
fclose(p_file5);
fclose(pm);
}
strcpy(buffer, "Simulation Ready !");
MessageBox(HWindow, buffer, "Pipeflow Message", MB_OK);
}

```

## B.1.2) Rotina para cálculo dos Tubos e funções associadas

### A Válvula de interesse é a N.8

```

/*****
* calctub: Calculo do TUBO NO REGIME TRANSIENTE
*****/
int calctub(FILE *pm, double t, double ttr, int j, int i1, int i2, double dtc, double k3, int nmod, int nn[MNNOD], double
qd[MNNOD], double td, double tl, double tk, double tks, double ta, double di, double ve,
double acve, double acvea, double pc, int ni, double taj, double *b0r, double *rt, double *rt2, double *cc1, double *cc2,
double *b1, double *b2, double q1, double q2, double h1, double h2, double *bi1, double *bi2,
double *ei1, double *ei2, double *dn1, double *dn2,
double hit[MTUB][MDIV], double qit[MTUB][MDIV], double hita[MTUB][MDIV], double qita[MTUB][MDIV])
{
double QQD, QQE;
double QDE, QEE;
double CE, CD, BE, BD;
double QEM, ABX3, ABX1, ABX2;
double RE, EO, FA, R, R2;
double CC1, CC2, B1, B2, v, hfx, qm, area, dx, dx1, FAKs, g, b0;
double BDK3;
double ha, qa, hf, qf, h1i, q1i, h2i, q2i, rta;
int i, ierr, vazero;
// t tempo total
// ttr tempo durante o transiente
vazero=0;
b0=*b0r;
//viscosidade da água a 20 C - programa acertado para funcionar com água
g=9.81;

```

```

v=0.00000101; //ok 18-5-99 // M2/S
area=M_PI*td*td/4;
i=0;
if (tk<=40)
{
qm=(q1+q2)/2;
RE=fabs(4*qm/(td*M_PI*v));
EO=tk/(td*1000);
// EO e calculado em m
// td e dado em m
ierr=moody(&RE,&FA,EO,j,t);
BDK3=b0*(1+k3);
dx=tl/ni;
dx1=taj*dtc;
FAks=tks*td/dx;
*rt=(FA+FAks)*dx/td;
*rt=*rt/(2*g*M_PI*M_PI*pow(td,4)/16);
rta=(FA*tl/td+tks)/(2*g*M_PI*M_PI*pow(td,4)/16);
R=*rt;
for (i=1;i<ni;i=i+1)
{
ierr=inter_malha(&ha,hita[j][i-1],hita[j][i],k3);
ierr=inter_malha(&qa,qita[j][i-1],qita[j][i],k3);
QQE=(ha-hita[j][i])+b0*qa+BDK3*qita[j][i];
QQE=QQE/(b0+BDK3+R*(fabs(qa)+fabs(qita[j][i]))/2);
ierr=inter_malha(&hf,hita[j][i],hita[j][i+1],k3);
ierr=inter_malha(&qf,qita[j][i],qita[j][i+1],k3);
QQD=(hf-hita[j][i+1])+b0*qf+BDK3*qita[j][i+1];
QQD=QQD/(b0+BDK3+R*(fabs(qf)+fabs(qita[j][i+1]))/2);
CE=ha+b0*qa-R*fabs(qa)*QQE/2;
BE=b0+R*fabs(QQE)/2;
CD=hita[j][i+1]-BDK3*qita[j][i+1]+R*fabs(qita[j][i+1])*QQD/2;
BD=BDK3+R*fabs(QQD)/2;
qit[j][i]=(CE-CD)/(BD+BE);
hit[j][i]=CE-BE*qit[j][i];
}
// MONTANTE ----Cm---- OU C- ---- CD
ierr=inter_malha(&h1i,h1,hita[j][1],k3);
ierr=inter_malha(&q1i,q1,qita[j][1],k3);
QDE=(h1i-hita[j][1])+b0*q1i+BDK3*qita[j][1];
QDE=QDE/(b0+BDK3+R*(fabs(q1i)+fabs(qita[j][1]))/2);
*cc2=hita[j][1]-BDK3*qita[j][1]+(R*fabs(qita[j][1])*QDE)/2;
CC2=*cc2;
*b2=BDK3+R*fabs(QDE)/2;
B2=*b2;
// JUZANTE ----Cp---- OU C+ ---- CE
ierr=inter_malha(&h2i,h2,hita[j][ni-1],h2,k3);
ierr=inter_malha(&q2i,q2,qita[j][ni-1],q2,k3);
QEE=(h2i-h2)+b0*q2i+BDK3*q2;
QEE=QEE/(b0+BDK3+R*(fabs(q2i)+fabs(q2))/2);
*ccl=h2i+b0*q2i-(R*fabs(q2i)*QEE)/2;
CC1=*ccl;
*b1=b0+R*fabs(QEE)/2;
B1=*b1;
}
else
{
// HAZEN WILLIAMS NAO FOI USADO
}
// SE MODIFICADO DA TOTALMENTE ERRADO
*bi1=*bi1+1/B2;
*bi2=*bi2+1/B1;
*ei1=*ei1+(CC2/B2);
*ei2=*ei2+(CC1/B1);
if (nmod!=0)
{
for (i=0;i<nmod;i=i+1)
{
if (i1==nn[i])
{
*ei1=*ei1-(*dn1)*qd[i];
*dn1=0;
}
if (i2==nn[i])
{
*ei2=*ei2-(*dn2)*qd[i];
*dn2=0;
}
}
}

```



```

* calcvl: Calcula Valvula
*****/
int calcvl(FILE *prn,int j,int i1,int i2,double t,double ttr,double dtc,int rp,int testacv,
           double dens,int vtype,double vd,double vks,double *vpos,
           double vp,double vf,double vz,char lec[200],char lem[200],double nleic,
           double *vcd,double *vkva,double *vcabv,double vymax,double vy0,
           double *hp1,double *hp2,double h1,double h2,double h10,double h20,double bi1,double bi2,double ei1,
           double ei2,double *qpe,double qa,double vvt[3],double ajustev)
{
int manobra,ierr,i,w,it,scfZ,ok;
int leitipo,leicdideal;
double A0,Aoo,Ah,Ad,Adp,Ab,Abh,Ab2,AD0,A0acv;
double S1,S2,FV,GV;
double coea,coeb,KVAD;
double y,qp,qpp; //variaveis de calculo de solucao da acv
double yt_1,yt,yn,AV[3];
char comfile[200];
char vcafilec[200],vcafile[200],vcafilep[200];
double P1[3],P2[3];
double yop1,fal,ha,Kp1;
double dy[3],yyt[3],yp1[3],dyp1[3],yp2[3],dyp2[3],PL[3],dPL[3],PLp[3],dPLp[3],ym[3];
double yp1m[3],yp2m[3],PLm[3],PLpm[3],H1v[3],H2v[3];
double Cdv0,hpe,ee,be,qpeq,dhp;
double qpecom,hp1com,vcdcom,vposcom;
WORD wReturn;
//vyt e o y hidraulico
//yyt e o y simples em que yt[0]=y[0] posicao inicial
//yt apenas termo de retorno
H1v[0]=h10;
H1v[1]=h1;
H1v[2]=h1;
H2v[0]=h20;
H2v[1]=h2;
H2v[2]=h2;
strcpy(comfile,"c:\\gov\\vca1.com");
if (rp==2)
{
manobra=1;
ierr=(int) atof(lem);
if (ierr==99) manobra=0;
}
else manobra=0;
//definir o tipo da lei caracteristica
ierr=(int) atof(lec);
if (ierr==1) leitipo=1;
else if (ierr==3) leitipo=3;
else leitipo=2;
A0=M_PI*(pow(vd/1000,2))/4;
A0acv=M_PI*vd*vymax;
AV[0]=0;AV[1]=0;AV[2]=0;
P1[0]=h1;P1[1]=h1;P1[2]=*hp1;
P2[0]=h2;P2[1]=h2;P1[2]=*hp2;
yop1=0;ha=0;fal=0;
for (i=0;i<3;i=i+1)
{
dy[i]=0;
yyt[i]=0;
yp1[i]=0;
dyp1[i]=0;
yp2[i]=0;
dyp2[i]=0;
PL[i]=0;
dPL[i]=0;
PLp[i]=0;
dPLp[i]=0;
ym[i]=0;
yp1m[i]=0;
yp2m[i]=0;
PLm[i]=0;
PLpm[i]=0;
}
//Tipos de Valvulas de controle determinadas
// 1: Valvula de Retencao
// 2: ACV de Controle a montante ideais nao anexada
// 3: ACV de Controle a jusante ideais "
// 4: ACV de Controle de Vazao ideais "

```

```

//      5:      Abertura fixa                               normal
//      6:      Placa de orificio nao manobavel
//      7:      VAT - Valvula de descarga livre
//      8:      ACV Modelada matematicamente             Real
// 5: Abertura Fixa manobavel e 6: Placa fixa nao manobavel - OK
if ((vtype==5) || (vtype==6))
{
  ierr=Leipro(pm,manobra,leitipo,ttr,lec,lem,vkva,vcd,vpos,vks,nleic,ajustev);
  fprintf(pm, "\nVTYpe 5 T:%f TTR:%f ---VKVA: %f VCD:%f Manobra: %d",t,ttr,*vkva,*vcd,manobra);
  *vcabv=*vkva/(2*G*A0*A0);
  // OK e h10 mesmo
  ierr=esbs(h10,h20,bi1,bi2,ei1,ei2,&S1,&S2);
  FV=fabs(S2/(*vcabv));
  GV=-1*S1/(*vcabv);
  // Water Column separation
  if (*vcd!=0)
  {
    if (FV!=0)
      {
        *qpe=-2*GV/(FV+sqrt(pow(FV,2)+4*fabs(GV)));
        else *qpe=-2*GV/(sqrt(4*fabs(GV)));
      }
    else
      {
        *qpe=0;
      }
    *hp1=(ei1-(*qpe))/bi1;
    //pode ser calculado no final ou aqui tanto faz
    *hp2=(ei2+(*qpe))/bi2;
    dhp=fabs(*hp1-*hp2);
    vposcom=vposcom*100;
  }
}
// 1: Retencao - OK
if (vtype==1)
{
  if (*qpe<0)
  {
    ierr=Leipro(pm,manobra,leitipo,ttr,lec,lem,vkva,vcd,vpos,vks,nleic,ajustev);
    *vcabv=*vkva/(2*G*A0*A0);
    *qpe=0;
    *hp1=ei1/bi1;
    *hp2=ei2/bi2;
  }
}

//vtype: 7 valvula de jato livre - OK
if (vtype==7)
{
  ierr=Leipro(pm,manobra,leitipo,ttr,lec,lem,vkva,vcd,vpos,vks,nleic,ajustev);
  *vcabv=KVAD/(2*G*A0*A0);
  // OK e h10 mesmo
  ierr=esbs(h10,h20,bi1,bi2,ei1,ei2,&S1,&S2);
  FV=fabs(1/(*vcabv*bi1));
  GV=(bi1*vz-ei1)/(*vcabv*bi1);
  if (*vcd!=0) *qpe=-2*GV/(FV+sqrt(pow(FV,2)+4*fabs(GV)));
  else *qpe=0;
  *hp1=(ei1-(*qpe))/bi1;
  *hp2=vz;
  // VAT ESPECIAL TD
  if (vymax==100)
  {
    if (*vcd==0)
    {
      *hp1=vp;
    }
  }
}

// 8: ACV dinamica
if (vtype==8)
{
  //yt      y no instante t
  //yt_1    y no instante t-1
  //y       y no instante de calculo t+1
  //proximo instante
  sprintf(vcafilec,"%s.vca",lem);
  sprintf(vcafilet,"%s.rco",lem);
  if (rp==2) sprintf(vcafilet,"%s.tco",lem);
}

```

```

sprintf(vcafilep,"%s.txt",lem);
// Prepara arquivos iniciais
if (t==dtc)
{
    ok=write_tran_file(vcafilet,H1v,H2v,yyt,dy,vyt,yp1,dyp1,yp2,dyp2,PL,dPL,PLp,dPLp,ym,yp1m,yp2m,PLm,PLpm,yop1,ha,fal,Kp1);
}
//INICIO DE REG PERMANENTE
if (rp==0)
{
    ierr=esbs(h10,vp,bi1,bi2,ei1,ei2,&S1,&S2);
    *qpe=vp*bi2-ei2;
    coea=pow((2*S1/(*qpe)-S2),2)-S2*S2;
    coeb=4*fabs(-S1);
    *vcabv=fabs(coea/coeb);
    *hp2=vp;
    *hp1=(ei1-(*qpe))/bi1;
    *vcd=sqrt(vks/(*vcabv*2*G*A0*A0));
}
//REGIME PERMANENTE
if ((rp==2) && (testacv==0)) rp=1;
if (rp==1)
{
    ierr=write_com_file(comfile,vcafilec,vcafilet,vcafilep);
    // atualiza h1 e h2 no arquivo
    ok=read_tran_file(vcafilet,AV,AV,yyt,dy,vyt,yp1,dyp1,yp2,dyp2,PL,dPL,PLp,dPLp,ym,yp1m,yp2m,PLm,PLpm,&yop1,&ha,&fal,&Kp1);
    ok=write_tran_file(vcafilet,H1v,H2v,yyt,dy,vyt,yp1,dyp1,yp2,dyp2,PL,dPL,PLp,dPLp,ym,yp1m,yp2m,PLm,PLpm,yop1,ha,fal,Kp1);
    // run steady program
    wReturn = WinExec("c:\gov\vca0.exe",SW_SHOW);
    // recupera vyt no arquivo
    ok=read_tran_file(vcafilet,H1v,H2v,yyt,dy,vyt,yp1,dyp1,yp2,dyp2,PL,dPL,PLp,dPLp,ym,yp1m,yp2m,PLm,PLpm,&yop1,&ha,&fal,&Kp1);
    ierr=esbs(h10,vp,bi1,bi2,ei1,ei2,&S1,&S2);
    *qpe=vp*bi2-ei2;
    coea=pow((2*S1/(*qpe)-S2),2)-S2*S2;
    coeb=4*fabs(-S1);
    *vcabv=fabs(coea/coeb);
    *hp2=vp;
    *hp1=(ei1-(*qpe))/bi1;
    *vcd=sqrt(vks/(*vcabv*2*G*A0*A0));
    Cdv0=*vcd;
    ok=calc_yt(nleic,Cdv0,&yt,ajustev);
    vyt[2]=yt*vymax;
    vyt[1]=vyt[2];
}
//TRANSIENTE 2 tecnica 2
if ((rp==2) && (testacv==1))
{
    ierr=write_com_file(comfile,vcafilec,vcafilet,vcafilep);
    // atualiza h1 e h2 no arquivo
    ok=read_tran_file(vcafilet,H1v,H2v,yyt,dy,vyt,yp1,dyp1,yp2,dyp2,PL,dPL,PLp,dPLp,ym,yp1m,yp2m,PLm,PLpm,&yop1,&ha,&fal,&Kp1);
    ok=write_tran_file(vcafilet,H1v,H2v,yyt,dy,vyt,yp1,dyp1,yp2,dyp2,PL,dPL,PLp,dPLp,ym,yp1m,yp2m,PLm,PLpm,yop1,ha,fal,Kp1);
    // run transient program
    wReturn = WinExec("c:\gov\vca1.exe",SW_SHOW);
    // recupera vyt no arquivo
    ok=read_tran_file(vcafilet,H1v,H2v,yyt,dy,vyt,yp1,dyp1,yp2,dyp2,PL,dPL,PLp,dPLp,ym,yp1m,yp2m,PLm,PLpm,&yop1,&ha,&fal,&Kp1);
    // Hydraulic coupling
    // Vkva or Vcabv evaluation acc vyt
    ok=calc_Cdv0(pm,nleic,vyt[2]/vymax,&Cdv0,ajustev);
    // Aqui A0=yamax*w
    if (Cdv0!=0) *vcd=Cdv0;
    else *vcd=0;
    *vkva=vks/(pow(*vcd,2));
    *vcabv=*vkva/(2*G*A0acv*A0acv);
    ierr=esbs(h10,h20,bi1,bi2,ei1,ei2,&S1,&S2);
    FV=fabs(S2/(*vcabv));
    GV=-1*S1/(*vcabv);
    if (*vcd!=0) *qpe=-2*GV/(FV+sqrt(pow(FV,2)+4*fabs(GV)));
    else *qpe=0;
    *hp1=(ei1-(*qpe))/bi1;
    *hp2=(ei2+(*qpe))/bi2;
}

```

```

    }
}
return (0);
}

```

## B.2) Condição de Contorno – VCA - em Regime Permanente

### B.2.1) Laço principal do módulo VCAO

```

// MAIN
void TMainWindow::StartVca(void)
{
FILE      *prm;
char nprm[100];
char vcafilec[200];
char vcafilet[200];
char vcafilep[200];
char comfile[200];
div0=0;div1=0;div2=0;option=0;option_PL=0;cv_option=0;
h=0;t=0;t0=0;t1=0;t2=0;P10=0;P20=0;W1=0;W2=0;W3=0;W4=0;
A2=0;B2=0;C2=0;ro=0;g=0;Q=0;yp1h=0;yp2h=0;yh=0;y0=0;dy0=0;
T1=0;T2=0;T3=0;T4=0;T5=0;K=0;m=0;L=0;Wv=0;Do=0;Ao=0;Dh=0;Ah=0;
Dd=0;Dd1=0;Dd2=0;Ad=0;Cdv=0;Cdv0=0;alfa=0;yopre=0;wn=0;wd=0;damp=0;dt=0;dt0r=0;
W11=0;W12=0;W21=0;W22=0;W31=0;W32=0;Lp1=0;Lp2=0;CDf=0;Cdp=0;
Bep=0;K3=0;D3=0;D4=0;D7=0;D3L=0;Vt=0;Vtdp=0;Vdpo=0;An2=0;dPLpm=0;
pros=0;
strcpy(comfile,"c:\\gov\\vca0.com");
for (i=0;i<3;i=i+1)
{
P1[i]=0;P2[i]=0;
PLp[i]=0;dPLp[i]=0;
PL[i]=0;dPL[i]=0;
y[i]=0;dy[i]=0;
yt[i]=0;
yp1[i]=0;dyp1[i]=0;yp2[i]=0;dyp2[i]=0;
yp1m[i]=0;yp2m[i]=0;PLpm[i]=0;PLm[i]=0;ym[i]=0;
}
debug=0;
fal=0;
E=30*pow(10,9); //Modulus of Elasticity
ok=read_com_file(comfile,vcafilec,vcafilet,vcafilep);
// WRITE vcafilep
strcpy(nprm,vcafilep);
prm=fopen(nprm,"w");
ierr=setmode(fileno(prm),O_TEXT); //set mode of file (bin or text)
if (nprm==NULL) fprintf(prm,"Impossible to open %s \n",vcafilep);
ok=read_param_file(vcafilec,&h,&K,&Kp1,&Kp2,&m,&m1,&m2,&L,&Wv,&Do,
&Ao,&Dh,&Ah,&Dd1,&Dd2,&alfa,&yopre,&Lp1,&Lp2,&CDf,
&Dph,&Tph,&Aph,&At0,&Wp,&Df,&DDp,&DDpt,&Db,&Adp,&Af,&Ab,
&yop2,&yop1,&Be,&CDa,&Da,&Dao,&Wa,&a,&ha,&ang_pil,&ymax,
&yp1max,&yp2max,&Bep,&ro,&g,&Vt,&Vtdp,y,&An,&An2,&pros,
&option_eq,&option_PL,&debug,&dt0r);
ok=read_tran_file(vcafilet,P1,P2,y,dy,yt,yp1,dyp1,yp2,dyp2,PL,dPL,PLp,dPLp,ym,yp1m,yp2m,PLm,PLpm,
&yop1,&ha,&fal,&Kp1);
ok=mca_Pa(&P1[2],ro,g);
ok=mca_Pa(&P2[2],ro,g); //transform values in N/m^2
ok=eq_Dd(&Dd,&Ad,Dd1,Dd2,y[0],ymax);
ok=c_i2(y,dy,yp1,dyp1,yp2,dyp2,PL,dPL,PLp,dPLp,P1,P2,&Fc1,&Fc2,
&Q,yopre,&yop1,yop2,K,m,Wv,L,alfa,Ao,Ah,Ad,Adp,&Kp1,Kp2,
Ab,ymax,yp1max,yp2max,ro,g,CDa,Wa,&ha,Wp,At0,Aph,Dph,&fal,Be,Vt,An,E,pros);
fprintf(prm,"nConstante da MOLA final:%f",Kp1);
fprintf(prm,"nha final:%f",ha);
fprintf(prm,"ny(0) = %lf\n",y[0]*1000);
fprintf(prm,"yp1(0) = %lf\n",yp1[0]+yop1)*1000);
fprintf(prm,"yp2(0) = %lf\n",yp2[0]*1000);
fprintf(prm,"PL(0) = %lf\n",PL[2]);
fprintf(prm,"PLp(0) = %lf\n",PLp[2]);
fprintf(prm,"P1(0) = %lf\n",P1[2]);
fprintf(prm,"P2(0) = %lf\n",P2[2]);
fprintf(prm,"nMAIN fal:%f PLp:%lf\n ha:%f",fal,PLp[2],ha);

```

```

yt[2]=y[2]+y[0];
yt[1]=yt[2];
yt[0]=y[0];
ok=write_tran_file(vcfilet,P1,P2,y,dy,yt,yp1,dyp1,yp2,dyp2,PL,dPL,PLp,dPLp,
ym,yp1m,yp2m,PLm,PLpm,yop1,ha,fal,Kp1);
fclose(prn);
}

```

## B.2.2) Função de Cálculo em Regime Permanente do módulo VCAO

Aqui também estão descritas as funções principais. As secundárias são aplicação de fórmulas discutidas no capítulo 4.

```

/*****
* c_i2: calculates initial conditions
*****
int c_i2(double y[3],double dy[3],double yp1[3],double dyp1[3],
double yp2[3],double dyp2[3],double PL[3],double dPL[3],
double PLp[3],double dPLp[3],double P1[3],double P2[3],
double *Fc1,double *Fc2,double *Q,double yopre,double *yop1,
double yop2,double *yppre,double K,double m,double Wv,double L,double alfa,
double Ao,double Ah,double Ad,double ADp,double *KKp1,double Kp2,
double Ab,double ymax,double yp1max,double yp2max,double ro,double g,
double CDa,double Wa,double *ha,double Wp,double At,double Aph,
double Dph,double *fal,double Be,double Vt,double An,double E,
int pros)
{
double p1, p2, Cdv, T2, T3, T4, Cdv0, yp, K1, K2, CDp, T1, A2, B2, C2, yh;
double D1, D2, D5, D1L, Kp1;
int ok, i;
Kp1=*KKp1; // apenas teste
dy[2]=0;dyp1[2]=dyp2[2]=dPL[2]=dPLp[2]=0; // d/dt=0
dy[0]=0;dyp1[0]=dyp2[0]=dPL[0]=dPLp[0]=0; // d/dt=0
dy[1]=0;dyp1[1]=dyp2[1]=dPL[1]=dPLp[1]=0; // d/dt=0
ok=calc_Cdv0(1,y[0]/ymax,&Cdv0);
if (y[0]!=0) Cdv=ymax*Cdv0/y[0];
else Cdv=0;
*Q=Wv*y[0]*Cdv*sqrt(2*(p1-p2)/ro);
T1=0;
ok=eq_T2(&T2,K,Cdv,Wv,m,p1,p2);
ok=eq_T3(&T3,Ao,Ah,K,yopre,m,alfa,Ad,p1,p2,g);
ok=eq_T4(&T4,Ad,m);
// Calculo do P1 pela equacao do Y
PL[2]=(T3-T2*y[0])/T4;
// condicao para busca de variaveis para reg perm
// onde ha=0 no processamento final
// BUSCA EXCLUSIVA de YOP1
if ((PL[2]<P2[2]) && (*ha!=0) && (pros==1))
{
PL[2]=P1[2];
*fal=T3-PL[2]*T4-T2*y[0];
*fal=*fal*-1;
if (y[0]<0) y[0]=0;
printf("\nNovo y[0]:%f",y[0]*1000);
}
// condicao para ACERTO DO PL INICIAL
if ((PL[2]<P2[2]) && (*ha!=0) && (pros!=1))
{
yp2[0]=yp1max;
yh=y[0];
ok=calc_Cdp(&CDp,Dph,Aph,At,yp2[0]);
ok=eq_K1(&K1,CDa,Wa,*ha,ro,P1[2],PL[2]);
ok=eq_K2(&K2,CDp,Wp,ro,PL[2],P2[2]);
PL[2]=(K1*K1*P1[2]+K2*K2*yp2[0]*yp2[0])/((K1*K1+K2*K2*yp2[0]*yp2[0]));
*fal=T3-PL[2]*T4-T2*y[0];
*fal=*fal*-1;
if (y[0]<0) y[0]=0;
}
}

```

```

    }
    if (*ha==0)
    {
        PL[2]=0;
        if (PL[2]<P2[2])
        {
            PL[2]=0;
            *fal=0;
        }
    }
    // VERIFICACAO DO Y
    ok=eq_T1(&T1,L,Cdv,Wv,ro,m,P1[2],P2[2]);
    // apenas Teste
    ok=eq_T2(&T2,K,Cdv,Wv,m,P1[2],P2[2]);
    ok=eq_T3(&T3,Ao,Ah,K,yopre,m,alfa,Ad,P1[2],P2[2],g);
    ok=eq_T4(&T4,Ad,m);
    A2=T1;
    B2=T2;
    C2=T3-T4*PL[2]-T2*y[0]+*fal;
    y[1]=0;y[2]=0;
    ok=runge4_sec(0,0.002,y[1],dy[1],&y[2],&dy[2],A2,B2,C2);
    dy[2]=0;
    if (y[2]<0) y[2]=0;
    if (PL[2]==P1[2])
    {
        y[0]=y[0]+y[2];
        y[2]=0;
    }
    yh=y[2]+y[0];
    if(y[2]<-y[0])
    {
        y[2]=-y[0];
        if(dy[2]<0) dy[2]=0;
    }
    if(y[2]>(ymax-y[0]))
    {
        y[2]=ymax-y[0];
        if(dy[2]>0) dy[2]=0;
    }
    yh=y[2]+y[0];
    if ((PL[2]!=P1[2]) && (pros!=2))
    {
        // Calculo do yp2 pela equacao do PL
        ok=eq_K1(&K1,CDA,Wa,*ha,ro,P1[2],PL[2]);
        // imponho yp inicial para achar yp compativel com pl
        yp=1/1000;
        if (y[0]==0) yp=0;
        for (i=0;i<10;i=i+1)
        {
            ok=calc_Cdp(&CDp,Dph,Ah,Al,yp);
            ok=eq_K2(&K2,CDp,Wp,ro,P1[2],PL[2]);
            yp=sqrt((K1*K1*fabs(p1-PL[2]))/(K2*K2*fabs(PL[2]-p2)));
        }
        yp2[0]=yp;
        yp2[2]=0;
        getch();
        if(yp2[0]<0)
        {
            yp2[0]=0;
            printf("\nProvavel PROBLEMA Aumente valor de a!");
        }
        if(yp2[0]>yp2max)
        {
            yp2[0]=yp2max;
            printf("\nProvavel PROBLEMA Diminua valor de a!");
        }
        // ATUAL: yp1[2] deve ser = 0 e yop1 compativel para garantir yp2[0]
        yp1[2]=0;yp1[0]=0;
        // calculo do yop1 como complemento do yp2
        if ((pros==0) || (pros==5))
        {
            *yop1=yop1max-yp2[0];
            printf("\nYop1 deve ser :%f",*yop1*1000);
        }
        // Calculo do yop1 pela equacao do yp1
        ok=eq_Fc2(Fc2,PL[2],Ab,Kp2,(yop2+yp2[0]));
    }

```

```

*yop1=(p2*ADp-Kp1*y1[2]+(*Fc2)-Kp1*(yppre))/Kp1;
ok=eq_Fc1(Fc1,p2,ADp,Kp1,(*yop1));
if (pros==5)
{
*yop1=y1max-yp2[0];
*yppre=(p2*ADp-Kp1*(yop1)+(*Fc2))/(Kp1);
ok=eq_Fc1(Fc1,p2,ADp,Kp1,(*yop1+yppre));
if (*yppre<0) printf("\nMOLA MUTTO RIGIDA");
}
// so p teste
if (pros==0)
{
*yop1=y1max-yp2[0];
Kp1=(p2*ADp-Kp1*y1[2]+(*Fc2))/(yop1+y1[2]);
ok=eq_Fc1(Fc1,p2,ADp,Kp1,(*yop1));
}
PLp[2]=p2;
PLp[0]=p2;
if(yp2[0]<(y1max-(yop1)))
{
for (i=0;i<10;i=i+1)
{
yp2[0]=y1max-(yop1);
ok=calc_CDp(&CDp,Dph,Aph,At,yp2[0]);
ok=eq_K2(&K2,CDp,Wp,ro,P1[2],PL[2]);
K1=sqrt((K2*K2*yp2[0]*yp2[0]*fabs(PL[2]-p2))/(fabs(p1-PL[2])));
*ha=K1/(CDa*Wa*sqrt(2/ro))*sgn(p1,PL[2]);
yp2[0]=sqrt((K1*K1*fabs(p1-PL[2]))/(K2*K2*fabs(PL[2]-p2)));
if (pros==3)
{
ok=eq_Fc2(Fc2,PL[2],Ab,Kp2,(yop2+yp2[0]));
*yop1=(p2*ADp-Kp1*y1[2]+(*Fc2))/Kp1;
}
if ((pros==0) || (pros==5)) *yop1=y1max-yp2[0];
}
}
if (PL[2]==P1[2])
{
PLp[2]=p2;
PLp[0]=p2;
y1[2]=-*yop1;y1[0]=-*yop1;
yp2[0]=y1max;
yp2[2]=0;yp2[1]=0;
}
if (pros==2)
{
PLp[2]=p2;
PLp[0]=p2;
y1[2]=-*yop1;y1[0]=-*yop1;
yp2[0]=y1max;
yp2[2]=0;yp2[1]=0;
}
for(i=1;i<2;i++)
{
y[i]=y[2];
dy[i]=dy[2];
yp1[i]=yp1[2];
dyp1[i]=dyp1[2];
yp2[i]=yp2[2];
dyp2[i]=dyp2[2];
PL[i]=PL[2];
dPL[i]=dPL[2];
PLp[i]=PLp[2];
dPLp[i]=dPLp[2];
P1[i]=P1[2];
P2[i]=P2[2];
}
*KKp1=Kp1;
return(ok);
} //c_i2

```

**B.3) Condição de contorno – VCA - Regime Transitório:****B.3.1) Laço principal do módulo VCA1**

```

void TMain Window::Start Vca(void)
{
FILE          *prm;
char nprm[100];
char vcafilec[200];
char vcafilel[200];
char vcafilep[200];
char comfile[200];

div0=0;div1=0;div2=0;option=0;option_PL=0;cv_option=0;
h=0;t=0;t0=0;t1=0;t2=0;P10=0;P20=0;W1=0;W2=0;W3=0;W4=0;
A2=0;B2=0;C2=0;ro=0;g=0;Q=0;yp1h=0;yp2h=0;yh=0;y0=0;dy0=0;
T1=0;T2=0;T3=0;T4=0;T5=0;K=0;m=0;L=0;Wv=0;Do=0;Ao=0;Dh=0;Ah=0;
Dd=0;Dd1=0;Dd2=0;Ad=0;Cdv=0;Cdv0=0;alfa=0;yopre=0;wn=0;wd=0;damp=0;dt=0;dt0r=0;
W11=0;W12=0;W21=0;W22=0;W31=0;W32=0;Lp1=0;Lp2=0;CDF=0;Cdp=0;
Bep=0;K3=0;D3=0;D4=0;D7=0;D3L=0;Vt=0;Vtdp=0;Vdpo=0;An2=0;dPLpm=0;
pros=0;
strcpy(comfile,"c:\\gov\\vca1.com");
for (i=0;i<3;i=i+1)
{
P1[i]=0;P2[i]=0;
PLp[i]=0;dPLp[i]=0;
PL[i]=0;dPL[i]=0;
y[i]=0;dy[i]=0;
yt[i]=0;
yp1[i]=0;dyp1[i]=0;yp2[i]=0;dyp2[i]=0;
yp1m[i]=0;yp2m[i]=0;PLpm[i]=0;PLm[i]=0;ym[i]=0;
}
debug=0;
fal=0;
E=30*pow(10,9); //Modulus of Elasticity
ok=read_com_file(comfile,vcafilec,vcafilel,vcafilep);
strcpy(nprm,vcafilep);
prm=fopen(nprm,"w");
ierr=setmode(fileno(prm),O_TEXT); //set mode of file (bin or text)
if (nprm==NULL) fprintf(prm,"Impossible to open %s \n",vcafilep);
ok=read_param_file(vcafilec,&h,&K,&Kp1,&Kp2,&m,&m1,&m2,&L,&Wv,&Do,
&Ao,&Dh,&Ah,&Dd1,&Dd2,&alfa,&yopre,&Lp1,&Lp2,&CDF,
&Dph,&Tph,&Aph,&At0,&Wp,&Df,&DDp,&DDpt,&Db,&Adp,&Af,&Ab,
&yop2,&yop1,&Be,&CDa,&Da,&Dao,&Wa,&a,&aha,&ang_pil,&yymax,
&yp1max,&yp2max,&Bep,&ro,&g,&Vi,&Vtdp,y,&An,&An2,&pros,
&option_eq,&option_PL,&debug,&dt0r);
ok=read_tran_file(vcafilel,P1,P2,y,dy,yt,yp1,dyp1,yp2,dyp2,PL,dPL,PLp,dPLp,ym,yp1m,yp2m,PLm,PLpm,
&yop1,&aha,&fal,&Kp1);

yt[0]=y[0];
yt[2]=y[2]+y[0];
yt[1]=yt[2];
yh=yt[2];
ok=mca_Pa(&P1[2],ro,g);
ok=mca_Pa(&P2[2],ro,g); //transform values in N/m^2
ok=eq_Dd(&Dd,&Ad,Dd1,Dd2,yt[2],yymax);
ok=calc_Cdp(&Cdp,Dph,Aph,At0,yp2[2]);
fprintf(prm,"nMAIN y: %lf yhyd:%f yp1: %lf yp2: %lf\n",yt[2],yt[2],yp1[2],yp2[2]);
fprintf(prm,"nMAIN fal:%f PLp:%lf\n",fal,PLp[2]);
for(aux=0;aux<3;aux++)
{
yp[aux]=yp1[aux];
}
ok=calc_Cdv0(1,yh/yymax,&Cdv0);
if (Cdv0!=0) Cdv=Cdv0*yymax/yh;
else Cdv=0;
fprintf(prm,"nCdv: %f\n",Cdv);
ok=calc_Cdp(&Cdp,Dph,Aph,At0,yp2[2]);
ok=eq_T1(&T1,L,Cdv,Wv,ro,m,P1[2],P2[2]);
ok=eq_T2(&T2,K,Cdv,Wv,m,P1[2],P2[2]);
ok=eq_T3(&T3,Ao,Ah,K,yopre,m,alfa,Ad,P1[2],P2[2],g);

```

```

ok=eq_T4(&T4,Ad,m);
ok=eq_W11(&W11,Lp1,Cdf,Af,ro,m1,P2[2],PLp[2]);
ok=eq_W12(&W12,Lp2,Cdp,Wp,ro,m2,PL[2],P20);
ok=eq_W21(&W21,Kp1,m1);
ok=eq_W22(&W22,Kp2,Cdp,Wp,m2,PL[2],P20);
ok=eq_W31(&W31,Adp,Kp1,yop1,Fc2,m1,P20,PLp[2]);
ok=eq_W32(&W32,Fc1,Ab,Kp2,yop2,m2,PL[2]);
ok=eq_K1(&K1,CDa,Wa,ha,ro,P1[2],PL[2]);
ok=eq_K2(&K2,Cdp,Wp,ro,PL[2],P2[2]);
ok=eq_V0(&V0,Vt);
ok=eq_Vdp0(&Vdp0,Vtdp);

```

```

ok=c_il(h,K,Kp1,Kp2,m,m1,m2,T1,W11,W12,&wn,&wn1,&wn2,&wd,&wd1,&wd2,&damp,&damp1,&damp2,&dt,&dt1,&dt2,&div0,&div1,&div2);

```

```

if(ok==0)
{
    fprintf(prn,"\nwn = %lf",wn);
    fprintf(prn,"damp = %lf\n",damp);
    fprintf(prn,"wd = %lf\n",wd);
    fprintf(prn,"wn1 = %lf",wn1);
    fprintf(prn,"damp1 = %lf\n",damp1);
    fprintf(prn,"wd1 = %lf\n",wd1);
    fprintf(prn,"wn2 = %lf",wn2);
    fprintf(prn,"damp2 = %lf\n",damp2);
    fprintf(prn,"wd2 = %lf\n",wd2);
    fprintf(prn,"dt = %lf\n",dt);
    fprintf(prn,"dt1 = %lf\n",dt1);
    fprintf(prn,"dt2 = %lf\n",dt2);
    fprintf(prn,"div0 = %d\n",div0);
    fprintf(prn,"div1 = %d\n",div1);
    fprintf(prn,"div2 = %d\n",div2);
}
fprintf(prn,"\ny(0) = %lf\n",y[0]*1000);
fprintf(prn,"yp1(0)* = %lf\n",(yp1[0]+yop1)*1000);
fprintf(prn,"yp2(0) = %lf\n",yp2[0]*1000);
fprintf(prn,"PL(0) = %lf\n",PL[2]);
fprintf(prn,"PLp(0) = %lf\n",PLp[2]);
fprintf(prn,"P1(0) = %lf\n",P1[2]);
fprintf(prn,"P2(0) = %lf\n",P2[2]);
i=0;t=0;
yp1h=yp1[2]+yop1;
yp2h=yp2[2]+yp2[0];
yh=y[2]+y[0];
fprintf(prn,"%d %lf %lf %lf %lf",i,t,y[2],yh,dy[2]);
fprintf(prn,"%lf %lf %lf %lf %lf %lf",yp1[2],yp1h,dyp1[2],yp2[2],yp2h,dyp2[2]);
fprintf(prn,"%lf %lf %lf %lf",PL[2],dPL[2],PLp[2],dPLp[2]);
fprintf(prn,"%lf %lf\n",P1[2],P2[2]);
//Begin of calculation
if (debug!=0) fprintf(prn,"\n---CALCULATION START----");
t0=0;t1=0;t2=0;
yp1m[1]=yp1[2];yp2m[1]=yp2[2];ym[1]=y[2];
PLpm[1]=PLp[2];PLm[1]=PL[2];
PLm[2]=0;
dPLpm=(PLp[2]-PLp[1])/dt2;
dPLm=(PL[2]-PL[1])/dt0r;
//Calcula PL
if (a!=0)
{
    ok=eq_K1(&K1,CDa,Wa,ha,ro,P1[2],PL[2]);
    ok=eq_K2(&K2,Cdp,Wp,ro,PL[2],P2[2]);
    ok=eq_D1(&D1,Ad,dy[2]);
    ok=eq_D2(&D2,Vt,Ad,yh);
    ok=eq_D5(&D5,dPLm,D2,Be,An,E);
    D1L=D1-D5;
    switch(option_PL)
    {
        case 1:
            ok=runge4_prim(t2-dt2,t2,PL[1],&PL[2],Be,K1,
                P1[2],K2,P2[2],D1,D2,yp2h);/*
            break;
        case 2:
            ok=runge6_prim(t2-dt2,t2,PL[1],&PL[2],Be,K1,
                P1[2],K2,P2[2],D1,D2,yp2h);
            break;
        case 3:
            ok=euler_mod_prim(t2-dt2,t2,PL[1],&PL[2],Be,K1,

```

```

                                P1[2],K2,P2[2],D1,D2,yp2h);
                                break;
                                }//switch
if (ok!=0) ok=Rigid_PL(&PL[2],PL[2],K1,K2,D1L,yp2h,P1[2],P2[2],debug,t2);
}
else PL[2]=0;
dPLm=(PL[2]-PL[1])/dt0r;
ym[2]=0;
for(j=0;j<div0;j++)
{
    t0=t0+dt;
    yp2m[2]=0;PLpm[2]=0;
    for(z=0;z<div2;z++)
    {
        t2=t2+dt2;
        // PLp e Yp1
        yp1m[2]=0;
        for(u=0;u<div1;u++)
        {
            t1=t1+dt1;
            //calcula yp1(t1)
            //-----yp1-----
            ok=eq_W11(&W11,Lp1,CDF,Af,ro,m1,P2[2],PLp[2]);
            ok=eq_W21(&W21,Kp1,m1);
            ok=eq_Fc2(&Fc2,PL[2],Ab,Kp2,(yop2+yp2[0]+yp2[2]));
            ok=eq_W31(&W31,Adp,Kp1,yop1,Fc2,m1,P2[2],PLp[2]);
            switch(option_eq)
            {
                case 1:
                    ok=runge4_sec(t1-dt1,t1,yp1[2],dyp1[2],
                                &yp1[2],&dyp1[2],W11,W21,W31);
                    break;
                case 2:
                    ok=runge4_sec(t1-dt1,t1,yp1[2],dyp1[2],
                                &yp1[2],&dyp1[2],W11,W21,W31);
                    break;
                case 3:
                    ok=euler_mod_sec(t1-dt1,t1,yp1[2],dyp1[2],
                                &yp1[2],&dyp1[2],W11,W21,W31);
                    break;
            }
        }
        //switch
        if((yp1[2]<0.000001) && (yp1[2]>-0.000001)) yp1[2]=0;
        if((dyp1[2]<0.000001) && (dyp1[2]>-0.000001)) dyp1[2]=0;
        //Atualiza VDpo,yp1
        yp1h=yp1[2]+yop1;

        if(yp1[2]<-yop1)
        {
            yp1[2]=-yop1; //OBS: MODIFIED HERE
            if(dyp1[2]<0)dyp1[2]=0;
        }

        if(yp1[2]>(yp1max-yop1))
        {
            yp1[2]=yp1max-yop1;
            if(dyp1[2]>0) dyp1[2]=0;
        }
        // yp1 hidraulico
        yp1h=yp1[2]+yop1;
        yp1m[2]=yp1m[2]+yp1[2];
        ok=atualiza(yp1);
        ok=atualiza(dyp1);
    }
}
//u
//sprintf(pm, "\n-----");
t1=t2;
// Calcula PLp com media dos yp1
yp1m[2]=yp1m[2]/div1;
//yp1[2]=yp1m[2];
dyp1[2]=(yp1m[2]-yp1m[1])/dt2;
ok=atualiza(yp1m);
//yp1h=yp1[2]+yop1;
yp1h=yp1[2]+yop1;
ok=eq_D3(&D3,Adp,dyp1[2]);
ok=eq_K3(&K3,CDF,Af,ro,P2[2],PLp[2]);
ok=eq_D4(&D4,Vtdp,Adp,yp1max,yp1[2],yop1);
ok=eq_D7(&D7,dPLpm,D4,Bep,An2,E);

```

```

D3L=D3+D7;
switch(option_PL)
{
    case 1:
        ok=runge4_PLp(t1-dt1,t1,PLp[1],&PLp[2],Bep,
                    K3,P2[2],D3,D4);
        break;
    case 2:
        ok=runge6_PLp(t1-dt1,t1,PLp[1],&PLp[2],Bep,
                    K3,P2[2],D3,D4);
        break;
    case 3:
        ok=euler_mod_PLp(t1-dt1,t1,PLp[1],&PLp[2],Bep,
                        K3,P2[2],D3,D4);
        break;
}
} //switch
if (ok!=0) ok=Rigid_PLp(&PLp[2],K3,D3L,P2[2]);
dPLpm=(PLp[2]-PLp[1])/dt2;
ok=atualiza(PLp);
ok=eq_K3(&K3,CDf,Af,ro,P2[2],PLp[2]);
ok=eq_PLp(&ap,Bep,K3,P2[2],PLp[2],D3,D4); // dPLp
dPLp[2]=ap;
//fprintf(pm,"ndPLp[1]: %f dPLp[2]: %f",dPLp[1]*1000,dPLp[2]*1000);
ok=atualiza(dPLp);
PLpm[2]=PLpm[2]+PLp[2];
//Calcula yp2
//-----yp2-----
ok=calc_Cdp(&Cdp,Dph,Aph,Ai0,yp2h);
ok=eq_W12(&W12,Lp2,Cdp,Wp,ro,m2,PL[2],P2[1]);
ok=eq_W22(&W22,Kp2,Cdp,Wp,m2,PL[2],P2[1]);
ok=eq_Fc1(&Fc1,P2[2],Adp,Kp1,(yop1+yp1[2]));
ok=eq_W32(&W32,Fc1,Ab,Kp2,(yop2+yp2[0]),m2,PL[2]);
if(fabs(W32)<0.001) W32=0;
switch(option_eq)
{
    case 1:
        ok=runge4_sec(t2-dt2,t2,yp2[2],dyp2[2],&yp2[2],
                    &dyp2[2],W12,W22,W32);
        break;
    case 2:
        ok=runge6_sec(t2-dt2,t2,yp2[2],dyp2[2],&yp2[2],
                    &dyp2[2],W12,W22,W32);
        break;
    case 3:
        ok=euler_mod_sec(t2-dt2,t2,yp2[2],dyp2[2],&yp2[2],
                        &dyp2[2],W12,W22,W32);
        break;
}
} //switch
if ((yp2[2]<0.000001) && (yp2[2]>-0.000001)) yp2[2]=0;
if ((dyp2[2]<0.000001) && (dyp2[2]>-0.000001)) dyp2[2]=0;
yp2h=yp2[2]+yp2[0];
if(yp2[2]<-yp2[0])
{
    yp2[2]=-yp2[0];
    if (dyp2[2]<0) dyp2[2]=0;
}
if(yp2[2]>(yp2max-yp2[0]))
{
    yp2[2]=yp2max-yp2[0];
    if (dyp2[2]>0) dyp2[2]=0;
}
if (yp2h<yp1max-yop1-yp1[2])
{
    //fprintf(pm,"nDesbalanceou yp2:");
    yp2[2]=yp1max-yop1-yp1[2]-yp2[0];
}
// impoe equacao yp2 dependente de yp1
yp2[2]=yp1max-yop1-yp1[2]-yp2[0];
yp2h=yp2[2]+yp2[0];
ok=atualiza(yp2);
ok=atualiza(dyp2);
//parameters that depend on yp2
ok=calc_Cdp(&Cdp,Dph,Aph,Ai0,yp2h);
yp2m[2]=yp2m[2]+yp2[2];
//-----
} //z

```

```

t2=t0;
// Calcula PL com media dos yp2
PLpm[2]=PLpm[2]/div2;
yp2m[2]=yp2m[2]/div2;
//yp2[2]=yp2m[2];
dyp2[2]=(yp2m[2]-yp2m[1])/dt;
ok=atualiza(yp2m);
ok=atualiza(PLpm);
yp2h=yp2[2]+yp2[0];
//Calcula y
//-----y-----
ok=eq_T1(&T1,L,Cdv,Wv,ro,m,P1[2],P2[2]);
ok=eq_T2(&T2,K,Cdv,Wv,m,P1[2],P2[2]);
ok=eq_T3(&T3,Ao,Ah,K,yopre,m,alfa,Ad,P1[2],P2[2],g);
ok=eq_T4(&T4,Ad,m);
A2=T1;
B2=T2;
p1t=P1[2]/(ro*g);
if (p1t<7)

    C2=T3-T4*PL[2]-T2*y[0]+fal;
else C2=T3-T4*PL[2]-T2*y[0];
switch(option_eq)
{
    case 1:
        ok=runge4_sec(t0-dt,t0,y[2],dy[2],&y[2],&dy[2],A2,B2,C2);
        break;
    case 2:
        ok=runge6_sec(t0-dt,t0,y[2],dy[2],&y[2],&dy[2],A2,B2,C2);
        break;
    case 3:
        ok=euler_mod_sec(t0-dt,t0,y[2],dy[2],&y[2],&dy[2],A2,B2,C2);
        break;
}
//switch
if ((y[2]<0.000001) && (y[2]>-0.000001)) y[2]=0;
if ((dy[2]<0.000001) && (dy[2]>-0.000001)) dy[2]=0;
yh=y[2]+y[0];
if(y[2]<-y[0])
{
    y[2]=-y[0];
    if(dy[2]<0) dy[2]=0;
}
if(y[2]>(ymax-y[0]))
{
    y[2]=ymax-y[0];
    if(dy[2]>0) dy[2]=0;
}
yh=y[2]+y[0];
if(yh==0)
{
    dy[2]=0;
    ok=1;
}
if(ok==1)
    break;
ok=atualiza(y);
ok=atualiza(dy);
//Parameters that depend on y(t)
ok=calc_Cdv0(1,yh/ymax,&Cdv0);
if(yh==0) Cdv=0;
else
    Cdv=Cdv0*ymax/yh;
ok=eq_Dd(&Dd,&Ad,Dd1,Dd2,yh,ymax);
ym[2]=ym[2]+y[2];
if (debug>2)
}
//j
t=t+h;
t0=t;
ym[2]=ym[2]/div0;
if ((y[2]==0) && (y[1]==0)) dy[2]=0;
ok=atualiza(ym);
yh=y[2]+y[0];
PLm[2]=PLm[2]+PL[2];
ok=atualiza(PL);
if (a!=0) ok=eq_p(Be,K1,P1[2],K2,P2[2],D1,D2,&dPL[2],PL[2],yp2h);
else dPL[2]=0;

```

```

    ok=atualiza(dPL);
    ok=atualiza(P1);
    ok=atualiza(P2);
    yt[2]=yh;
    ok=atualiza(yt);
    // nao atualiza y devido ao y[0]
    ok=write_tran_file(vcafile,P1,P2,y,dy,yt,yp1,dyp1,yp2,dyp2,PL,dPL,PLp,dPLp,ym,yp1m,
                      yp2m,PLm,PLpm,yop1,ha,fal,Kp1);
fclose(pm);
}

```

### B.3.2) Funções auxiliares do módulo VCA1

As funções auxiliares são inúmeras e as deixamos de apresentar pois para as principais o capítulo 4 já contém a descrição detalhada dos métodos numéricos empregados. A sua divulgação aqui iria ser uma duplicidade óbvia. Entretanto anexamos a função que estabelece as frequências de cálculo e a subdivisão do intervalo.

```

/*****
* c_il: calculates inicial parameters, such wn's.
*****/
int c_il(double h,double K,double Kp1,double Kp2,double m,double m1,
         double m2,double c, double c1,double c2,double *wn,double *wn1,
         double *wn2,double *wd,double *wd1,double *wd2,double *damp,
         double *damp1,double *damp2,double *dt,double *dt1,double *dt2,
         int *div,int *div1,int *div2)
{
    //Frequencies and damping factors
    *wn=sqrt(K/m);
    *damp=c/(2*(*wn));
    if(*damp<1)
        *wd=*wn*sqrt(1-(*damp)*(*damp));
    else
        *wd=0;
    *wn1=sqrt(Kp1/m1);
    *damp1=c1/(2*(*wn1));
    if(*damp1<1)
        *wd1=*wn1*sqrt(1-(*damp1)*(*damp1));
    else
        *wd1=0;
    *wn2=sqrt(Kp2/m2);
    *damp2=c2/(2*(*wn2));
    if(*damp2<1)
        *wd2=*wn2*sqrt(1-(*damp2)*(*damp2));
    else
        *wd2=0;
    // Times and divisions
    *dt=1/(*wn);
    *dt1=1/(*wn1);
    *dt2=1/(*wn2);
    *div=(int)(h/(*dt));
    if(*div==0)
        *div=1;
    *dt=h/(*div);
    *div2=(int)((*dt)/(*dt2));
    if(*div2==0)
        *div2=1;
    *dt2=*dt/(*div2);
    *div1=(int)((*dt2)/(*dt1));
    if(*div1==0)
        *div1=1;
    *dt1=*dt2/(*div1);
    return(0);
} //c_il
}

```

## Referências Bibliográficas

- (01) ABEBE, A. J.; SOLOMATINE, D.P. - ***Application of Global optimization to the design of pipe networks***. Hydroinformatics 1998. Copenhagen, Agosto-1998. V2 pags 989-996.
- (02) ACKERMANN, T.; SCHWANENBERG, D.; KOENGETER, J. - ***Enhanced flow simulation for the real time optimal control of water systems***. Hydroinformatics 1998, Copenhagen, Agosto-1998. V2 pags 997-1002
- (03) ALLIEVI, L. - ***Teoria del Colpo D'Ariete***. Atti del Collegio degli Ingeneri ed Architetti Italiani, Milão, 1913 .
- (04) ALMEIDA, A.B. ; KOELLE, E. - ***Fluid Transient in Pipe Networks***. Computational Mechanics Publication and Elsevier Applied Science. UK 1992. 1ª Edição.
- (05) AXWORTHY, D.H.; KARNEY, B.W. - ***Efficient valve closure for slow transient pipe network models***. 3<sup>rd</sup> International Conference on Water Pipeline Systems BHR Group Hague - The Netherlands Maio 1997. Págs 261-270.
- (06) BERMAD - ***Catálogo Geral CD Ver 2.01*** . Israel 1998.

- (07) BABOVIC, V. - **Hydroinformatics: Emergence , Evolution, Intelligence**. IHE Thesis 5. A.A.Balkema Publishers Rotterdam, The Netherlands 1996. 344 Páginas.
- (08) BLACKBURN, J.F.; REETHOF,G.; SHEARER,J.L. - **Fluid Power Control**. Technology Press of M.I.T and Wiley. New York, 1960
- (09) BOER,A. de; LEE,J. - **SCADA system planning – a Canadian Experience**. 3<sup>rd</sup> International Conference on Water Pipeline Systems BHR Group Hague - The Netherlands Maio 1997. Págs 311-322.
- (10) BRANCALEONI,M. - **Industrial valves and international standards: the current situation**. 2nd International Conference Valves, Actuators ; Systems – Problems and Solutions .Cambridge-UK, Abril 1997. V1 págs. 59-80.
- (11) BRUNONE,B.; MORELLI, L.; BARIGELLI,M.; - **Hydraulic transients in a pipe network due to the action of an ACV**. 3<sup>rd</sup> International Conference on Water Pipeline Systems BHR Group Hague - The Netherlands Maio 1997. Págs 271-280.
- (12) BRUNONE,B.; GOLIA, U.M.; GRECO,M.; - **Modelling of Fast Transients by Numerical Methods**. 9<sup>th</sup> and last Round Table of the IAHR Group on Hydraulic Transients with Water Column Separation – Universidad Politecnica de Valencia Spain Setembro 1991. Págs 273-282.

- (13) BRUNONE,B.; GOLIA, U.M.; GRECO,M.; - **Some Remarks on the Momentum Equation for Fast Transients**. 9<sup>th</sup> and last Round Table of the IAHR Group on Hydraulic Transients with Water Column Separation – Universidad Politecnica de Valencia Spain Setembro 1991. Págs 201-209
- (14) BUGHAZEM,M.B.; ANDERSON,A. – **Problems with Simple Models for Damping in unsteady Flow**. 7<sup>th</sup> International Conference on Pressure Surges and Fluid Transients in Pipelines and Open Channels – BHR Group, Harrogate,UK. 16-18 Abril 1996, págs 537-548.
- (15) CHAUDRY,M.H. – **Applied Hydraulic Transients**.Van Nostrand Reinhold Company, Nova Iorque, 2<sup>nd</sup> Edição 1987.
- (16) CHAUDRY,M.H. – **Resonance in Pipe Systems**. Water Power ; Dam Construction, Julho-Agosto-1970.
- (17) CHAUDRY,M.H. – **Governing Stability of a Hydroelectric Power Plant**. Water Power ; Dam Construction, April-1970.
- (18) CHARS ;M. BAILEY Co. – **Automatic Control Valves and Stainers**. Catálogo do Fabricante Emeryville,CA, EUA 1970.
- (19) CHOW,C.Y. – **An Introduction to Computational Fluid Mechanics**. John Wiley;Sons, Colorado,EUA .1 edição 1979.

- (20) DUSHKES,S.Z.;CAHN,S.L-***Analysis of Some hydraulic components used in regulators and servomechanisms*** . Transactions of ASME. EUA Maio 1952, págs 595-601
- (21) EICHINGER,P.;LEIN, G. – ***The influence of friction on unsteady pipe flow***. International Conference on Unsteady Flow and Fluid Transients . DURHAM - UK, 29 Setembro a 1 Outubro 1992 . Págs 41-52
- (22) FOXBORO-ECKARDT – ***Globe control valves for application in power plants, liquified gas – LNG,oil, petrochemical and refinery industries***.Artigo interno técnico. Stuttgart Alemanha 1997. Siebe Valve division
- (23) GAJIC,A.;PEJOVIC,S.;ARNAUTOVIC,D.;INGJATOVIC - ***Reverse Water Hammer Analysis in Kaplan Turbines*** . Symposium of IAHR, São Paulo, Setembro1992.
- (24) GEEM,Z.W.; KIM,E.S.;KIM,J.H. – ***A decision suport system for metro water supply systems in case of emergency***. Hydroinformatics 1998. Copenhagen, Agosto-1998. V2 págs 263-275.
- (25) GERMANOPOULOS G. – ***A technical Note in the inclusion of pressure dependent demand and leakage terms in water supply network models***. Civil Engineering Systems 1985 V2 págs. 171-179

- (26) GERALD, C.F. ; WHEATLEY,P.O . – **Applied Numerical Analysis**. Addison-Wesley Publishing Company. 4<sup>th</sup> Edition 1992.
- (27) GOLDEN ANDERSON VALVES – **Automatic Control Valves**, Catálogo do Fabricante. Pittsburgh 1972
- (28) GUEVARA,Y.;CARMONA,R. – **Unsteady and Steady Flow Control on Pumping Systems**. IEEE, Transactions on Industry Applications, Setembro/Outubro 1990. Vol 26 n.5
- (29) HOLLY,F.M.;PREISSMANN, A. – **Accurate calculations of transport in two dimensions**. Journal of the Hydraulics Division. Novembro 1977. V 103. No. HY11, págs 1259-1277.
- (30) ISA- **Handbook of Control Valves**. Hutchinson H.W. ,2<sup>nd</sup> edição1976
- (31) JOLAS,C. – **The behavior of a non return valve in reverse flow**. 7<sup>th</sup> International Symposium on Hydraulic Transients in Power Stations. Alvararleby-Suécia, Setembro 1985.págs 1-6,20.
- (32) JUVINALL, R.C.MARSHED, K.M. – **Fundamentals of Machine Components Design**, John Wiley ;Sons 2<sup>a</sup> Edição pag 433.
- (33) KAINKA.B. – **PC-Schnittstellen Angewandt**. Elektor-Verlag GmbH Aachen .Alemanha -1993. 1<sup>a</sup> edição.

- (34) KOELLE, E. – ***Transientes hidráulicos em condutos forçados***. Tese de livre docência. São Paulo-USP, 1ª edição 1982.
- (35) KOELLE, E. – ***Steady and transient analysis and control of hydraulic networks***. 2<sup>nd</sup> International Conference on Education, Practice and Promotion of Computational Methods in Engineering using small Computers . Guangzhou-China, Novembro 1987
- (36) KOELLE, E. – ***Cases and Accidents in hydraulic systems – CADI Computer Aided Diagnosis – Brazilian Examples***. Symposium of IAHR. Belgrado-Iugoslávia, Setembro 1990
- (37) KOELLE, E. – ***Transient behavior of control valves in hydraulic networks***. 9<sup>th</sup> Round Table of the IAHR Group on Hydraulic Transients with Water Column Separation. Valencia-Espanha, Setembro-1991
- (38) KOELLE, E., - ***Control valves inducing oscillatory flow in hydraulic networks***. International Conference on Unsteady Flow and Fluid Transients. Durham-UK, Setembro-Outubro 1992.
- (39) KOELLE, E. – ***Control valves in hydraulic networks***. BVMA, International Conference : Valves and Actuators for Fluid Control. Birmingham- UK, 1992

- (40) KOELLE, E.; POLL, H.G. – ***Dynamic behavior of automatic control valves (ACV) in hydraulic networks***. Symposium of the IAHR. São Paulo, Setembro 1992.
- (41) KUBIE, J. – ***Performance and design of plug-type check valves***. Proc. Of Institute of Mechanical Engineers, Engineering Science Division V 196. London 1982.
- (42) LEMOS, I. – ***Energy Dissipation and control valve – Hydraulic installations applications***. Dissertação de mestrado. São Paulo USP 1986.
- (43) LI, G.; PU, J. – ***Design of multi-function pressure reducing station***. 2nd International Conference Valves, Actuators ; Systems – Problems and Solutions .Cambridge-UK, Abril 1997. V1 págs. 3-12.
- (44) LIGGET, J.A.; CHEN, LiC. – ***Inverse transient analysis in pipe networks*** . Journal of Hydraulics Engineering ASCE 120 (8), págs. 934-955.
- (45) MAEDER, C.; INGEDULD, P. – ***Water distribution modeling using BOSS EMS*** Hydroinformatics 1998, Copenhagen, Agosto-1998. V2 pags 1399-1402
- (46) MERRIT, H.E. – ***Hydraulic control Systems***. John Wiley ; Sons Inc. Cincinatti, EUA. 1ª Edição 1967

- (47) MULLER,W.C. – **Pre and posttest calculations of fluid dynamic and structural dynamic of a pipeline under blowdown conditions including valve dynamics.** 5<sup>th</sup> International Conference on Pressure Surges. Hanover, Alemanha, Setembro 1986. V1 págs 223-227
- (48) NAGEL,H. – **Control valves with unique reliability.** 2nd International Conference Valves, Actuators ; Systems – Problems and Solutions .Cambridge-UK, Abril 1997. V1 págs. 95-104.
- (49) NGUYEN,B.; MONTIEL,F. – **Realisation of a new generation of SCADA systems for the water system of the city of Paris.** Hydroinformatics 1998. Copenhagen, Agosto-1998. V1 pags 663-670.
- (50) OGATA. K. – **Engenharia de controle moderno.** Prentice/Hall do Brasil Ltda. Rio de Janeiro , Brasil 1982
- (51) PAN, Z.; VARDY, A. - **Two point third order interpolation on MOC.** 3<sup>rd</sup> International Conference on Water Pipeline Systems - Leakage Management, Network Optimization and Pipeline Rehabilitation Technology. The Hague, The Netherlands, Maio 1997. V23 págs 179-199.
- (52) PARMAKIAN , J. – **Water Hammer analysis** . Dover Publications . New York, EUA. 1<sup>a</sup> Edição 1963

- (53) PEREIRA, A. J. – **Equilíbrios hidráulicos de sistemas pelo método estático e elástico**. Dissertação de mestrado. Lisboa, Portugal. 1987.
- (54) POLL, H.G. – **Simulação computacional em redes hidráulicas**. Trabalho de graduação em engenharia mecânica. São Paulo, USP, Dezembro 1990.
- (55) POLL, H.G. – **Comportamento dinâmico de válvulas de controle em redes hidráulicas**. Dissertação de mestrado. São Paulo, USP, janeiro de 1993.
- (56) POLL, H.G. – **Simulação de válvulas de controle em redes hidráulicas**. 7º **Simpósio Brasileiro sobre Tubulações e Vasos de Pressão – SIBRAT**. Florianópolis, Outubro 1992. V2 págs. 651-660.
- (57) POLL, H.G.; KOELLE, E. - **Capabilities of a Pipe Network Governor and Electronic Guided ACVs**. 2nd International Conference Valves, Actuators ; Systems – Problems and Solutions .Cambridge-UK, Abril 1997. V1 págs. 83-94.
- (58) POLL, H.G. ; KOELLE, E. – **Dynamic control valve behavior analysis by coupled non linear hydraulic and network equations**. Hydroinformatics 1998. Copenhagen, Agosto-1998. V2 pags 1011-1020.
- (59) PUDAR, R.S.; LIGGETT, J.A. – **Leaks in Pipe Networks**. Journal of Hydraulics Engineering, 1992 ASCE. 118(7) pags. 1031-1045

- (60) ROSS VALVES – ***Automatic hydraulic control valves and specialities. Catálogo técnico do fabricante.*** New York, EUA, 1979
- (61) RUPRECHT, A . ; HEITELE, M.; HELMRICH, T.; FAIGLE, P.; MOSER, W. – ***Numerical Modeling of unsteady flow in a Francis turbine.*** 19<sup>th</sup> IAHR Symposium . Singapore, Setembro 1998. V1 págs 202-209.
- (62) SALGADO, R.; TODINI, E.; O'CONNEL, P.E. – ***Extending the gradient methos to include pressure regulating valves in pipe networks .*** International Symposium on Computer Modelling of Water Distribution Systems, Water Resources Research Institute. University of Kentucky, EUA Maio 1988. Págs 157-189.
- (63) SHAMIR , U. – ***Real time control of water supply systems.*** Paper Israel, 1988
- (64) SHIH-YING, L.; BLACKBURN, J.F. – ***Contributions to hydraulic control I –Steady–state axial forces on control valve pistons .*** ASME Cambridge-Massachusetts, 1950
- (65) SHIH-YING, L.; BLACKBURN, J.F. – ***Contributions to hydraulic control II – Transient –flow forces and valve instability .*** ASME Cambridge-Massachusetts, 1950

- (66) SHIMADA, M. – ***Time-Marching approach for pipe steady flows***.  
Journal of Hydraulic Engineering. Novembro 1989. V114, n11 págs 1301-1320.
- (67) SIBETHEROS, I.A. ; HOLLEY, E.R. ; BRANSKI, J.M.; - ***Spline interpolation for Water Hammer analysis***. Journal of Hydraulic Engineering. Outubro 1991. V. 117 No.10 págs 1332-1350.
- (68) SOLOMATINE, D. – ***Genetic and other global optimization algorithms – Comparison and use in calibration problems***. Hydroinformatics 1998, Copenhagen, Agosto-1998. V2 pags 1021-1028
- (69) THORLEY, A.R.D. – ***Dynamic response of check valves*** . 4<sup>th</sup>  
International Conference on Pressure Surge. Bath, UK Setembro 1983. Págs 231-243.
- (70) TENNANT, S.T.; RANCE, J.P.; ULANICKI, B.; BOUNDS, P.L.M. – ***An architecture for integrating water network applications***. Hydroinformatics 1998, Copenhagen, Agosto-1998. V1 págs 679-686.
- (71) THIESER, M. – ***PC-Schnittstellen***. Franzis-Verlag GmbH München 1993  
Alemanha -1993. 1<sup>a</sup> edição.
- (72) TOMICIC, B.; YDE, L. – ***Integrated software for na integrated management and planning of urban drainage and wastewater systems***.  
Hydroinformatics 1998, Copenhagen, Agosto-1998. V1 págs 465-471.

- (73) TRIELLI, M.A.; – **Sistema de injeção de gás sob pressão em cilindros de motores Diesel de Médio Porte** Tese de Doutorado 1998, EPUSP, São Paulo – Brasil
- (74) TUCCIARELLI, T.; TERMINI, D. – **Optimal valves regulation for calibration of pipe network models**. Hydroinformatics 1998, Copenhagen, Agosto-1998. V2 pags 1029-1036
- (75) VARDY, A. E. – **On the use of the method of characteristics for the solution of unsteady flow in networks**. Second International Conference on Pressure Surges, BHRA, Fluid Engineering. Cranfield, England, Setembro 1976. Págs H2-15-30.
- (76) VARDY, A. – **Aproximating unsteady friction at high Reynolds numbers**. International Conference on Unsteady Flow and Fluid Transients. DURHAM - UK, 29 Setembro a 1 Outubro 1992. Págs 21-30.
- (77) VIERSMA, T.J. – **Analysis, Synthesis and Design of Hydraulic Servosystems and Pipelines**. Síntese do curso de válvulas hidráulicas. The Netherlands -TU Delft. 1979-1989
- (78) WYLIE, E.B.; STREETER, V.L. – **Fluid Transients**. FEB Press. Ann Arbor, EUA 1983.

(79) WOOD, D.J.; CHARLES, C. – *Hydraulic network analysis*. ASCE. Journal of Hydraulics Division 1972. N HY7. V 97

(80) WOOD, D.J. – *Water Hammer analysis in pipe systems*. Intercâmbio Internacional sobre Transientes Hidráulicos e Cavitação. São Paulo 1982.