

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

**APRIMORAMENTO E CARACTERIZAÇÃO DO
COMPORTAMENTO OPERACIONAL DE UMA
VÁLVULA ROTATIVA INERCIAL**

**Tese submetida à
UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
para a obtenção do grau de
DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA**

ALISSON DALSSASSO CORRÊA DE SOUZA

Florianópolis, Julho de 2010.

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

**APRIMORAMENTO E CARACTERIZAÇÃO DO
COMPORTAMENTO OPERACIONAL DE UMA
VÁLVULA ROTATIVA INERCIAL**

ALISSON DALSSASSO CORRÊA DE SOUZA

**Esta tese foi julgada adequada para a obtenção do título de
DOUTOR EM ENGENHARIA
ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA
sendo aprovada em sua forma final.**

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

Prof. Eduardo Alberto Fancello, D. Sc. – Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

Prof. Oswaldo Horikawa, Ph. D. – Relator

Prof. Antonio Carlos Valdiero, Dr. Eng.

Prof. Carlos Alberto Flesch, Dr. Eng.

Prof. César José Deschamps, Ph. D.

Prof. Irlan von Linsingen, Dr. Edu.

Prof. Roberto Jordan, Dr. Eng.

**“Em uma sociedade empreendedora,
os indivíduos enfrentam um enorme desafio,
desafio este que precisam explorar como
sendo uma oportunidade: a necessidade por
aprendizado e reaprendizado continuados.”**

Peter F. Drucker

**A minha amada esposa Bartira,
que se priva da minha companhia para
eu alcançar minhas próprias conquistas.**

AGRADECIMENTOS

Agradeço a todos que, direta ou indiretamente, contribuíram para a realização deste trabalho.

A Deus, por fazer da minha vida uma vitória diária, proporcionando-me força e sabedoria para buscar a realização dos meus sonhos.

A minha querida esposa Bartira Righetto Bussolo Souza, que compartilha comigo as vitórias e os maus momentos sempre com um sorriso de confiança, paciência, compreensão, amor e palavras de incentivo.

A minha sogra Janete Righetto Bussolo, bem como aos meus cunhados India Maria Righetto Bussolo da Silva e Luiz Alberto Librelato da Silva, por todo o estímulo e confiança dedicados a mim por muito tempo.

Aos meus pais Abel Corrêa de Souza e Jerusa Elena Dalsasso de Souza e meu irmão André Dalsasso Corrêa de Souza, que têm me dado lições de vida ao longo dos anos.

Ao professor Victor Juliano De Negri, pela orientação, respeito e amizade demonstrados no decorrer do trabalho, através do qual foi possível a sua concretização.

Aos amigos e colegas da Universidade Federal de Santa Catarina, principalmente aos amigos do LASHIP, pelos bons momentos de convívio e colaboração durante o desenvolvimento do trabalho. Em especial, ao gerente do LASHIP, Luis Galaz, sempre pronto a me ajudar no que necessário. Ainda, ao Matheus Ibagy Pacheco, que muito me ajudou no projeto/desenho da válvula hidráulica em estudo assim como em outras diversas tarefas necessárias à execução do trabalho. Também, ao João Victor Climaco (*in memoriam*), que iniciou os estudos dos conceitos explorados nesta tese.

Ao CNPQ (Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico), pelo apoio financeiro.

À CAPES (Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior), pelo suporte prestado por intermédio do POSMEC (Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina).

À empresa Reivax, pelo apoio financeiro.

À instituição, pela oportunidade de crescimento pessoal e profissional.

SUMÁRIO

Lista de Figuras	15
Lista de Tabelas	23
Lista de Símbolos.....	25
Lista de Abreviaturas.....	27
Resumo	29
Abstract	31
1. Introdução.....	33
1.1 Definição do Problema	33
1.2 Objetivos	35
1.2.1 Objetivo Geral.....	35
1.2.2 Objetivos Específicos	36
1.3 Metodologia.....	36
1.4 Estrutura do Documento	38
2. Tendências no Desenvolvimento de Válvulas de Controle Contínuo Direcionais.....	41
2.1 Visão Geral de Sistemas de Atuação com Controle Contínuo.....	42
2.1.1 Princípios Construtivos das Servoválvulas	46
2.1.2 Princípios Construtivos das Válvulas Direcionais Proporcionais Eletro-Hidráulicas	49
2.2 Inovações em Válvulas de Comando Direto (1 Estágio).....	51
2.3 Inovações em Válvulas de Comando com Estágio Piloto (2 ou mais Estágios).....	54
2.4 Inovações em Válvulas por Meio de Eletrônica Integrada	59
2.5 Inovações em Válvulas por Meio de Outros Princípios	64
2.6 Considerações Finais	67
3. Estudos Preliminares da Válvula Rotativa Inercial	69
3.1 Conceito da Válvula Rotativa Inercial	69
3.2 Protótipo da Válvula Rotativa Inercial	71
3.3 Modelagem da Válvula Rotativa Inercial	75
3.4 Ensaios da Válvula Rotativa Inercial.....	77
3.5 Aplicações Idealizadas	78
3.6 Considerações Finais	79
4. Análise de Escoamentos Transientes em Conduitos	81
4.1 Definições sobre a Classificação do Escoamento	81
4.2 Visão Geral de Escoamentos Transientes	81
4.3 Golpe de Aríete.....	82
4.4 Tempo Característico.....	83

4.5 Modelo Rígido.....	84
4.6 Modelo Elástico	86
4.7 Perdas de Carga.....	87
4.8 Válvula na Extremidade à Jusante do Conduto.....	88
4.9 Métodos de Análise do Transiente.....	90
4.10 Considerações Finais.....	91
5. Ruído e Vibração em Sistemas Hidráulicos.....	93
5.1 Generalidades.....	93
5.2 Ressonância em Condutos	94
5.3 Comportamento Acústico de Condutos Hidráulicos	97
5.4 Excitações em Circuitos Hidráulicos.....	98
5.5 Vibração em Condutos Hidráulicos.....	100
5.6 Elementos de Controle de Pulsação de Pressão	102
5.7 Considerações Finais.....	102
6. Simulações do Escoamento na VRI Preliminar.....	103
6.1 Modelo Utilizado como Referência para as Simulações.....	103
6.2 Parâmetros de Modelagem	104
6.2.1 Propriedades do Óleo – Móbil DTE 24 (ISO VG 32).....	105
6.2.2 Especificações de Tubulação	105
6.3 Simulações em ANSYS CFX.....	105
6.3.1 Configuração 1.....	105
6.3.2 Configuração 2.....	112
6.3.3 Configuração 3.....	113
6.4 Simulações no LMS Imagine.Lab AMESim	114
6.4.1 Regime Permanente.....	115
6.4.2 Regime Transiente	116
6.5 Considerações Finais.....	119
7. Modelos de VRI Propostos	121
7.1 Protótipo 1 de VRI Proposto.....	121
7.2 Bancada de Testes	125
7.3 Testes em Bancada com o Protótipo 1 de VRI Proposto.....	129
7.4 Discussão sobre o Desempenho da VRI	134
7.5 Protótipo 2 de VRI Proposto.....	145
7.6 Simulações com o Protótipo 2 de VRI Proposto.....	150
7.7 Testes em Bancada com o Protótipo 2 de VRI Proposto.....	155
7.7.1 Testes Individuais com as VRI.....	155
7.7.2 Testes com as VRI em Conjunto	161
7.7.3 Tempo de Resposta do Motor.....	164

7.7.4 Testes de Controle de Posição de um Cilindro Assimétrico com a Válvula de Três Vias	164
7.7.5 Testes de Resposta em Frequência da Válvula de Três Vias	169
7.8 Comparativo entre Resultados Experimentais e de Simulação....	170
7.9 Considerações Finais	172
8. Conclusões.....	175
Referências	179
Apêndices	187
1. Equações da Continuidade e da Quantidade de Movimento	189
2. Compressibilidade e Expansão Térmica dos Fluidos	195
3. Modelo Preliminar da VRI em MATLAB®	197
4. Função de Abertura e Fechamento do Orifício de Área Variável Implementada no LMS Imagine.Lab AMESim.....	199
5. Desenhos de Fabricação do Protótipo 2 de VRI Proposto	211

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Ilustração de um sistema hidráulico de controle de posição (DE NEGRI, 2001).	34
Figura 2.1 – Estrutura básica de um circuito hidráulico (BOSCH, 1989).	41
Figura 2.2 – Sistema hidráulico de posicionamento linear em uma bancada didática (SOUZA e DE NEGRI, 2006).	43
Figura 2.3 – Exemplo de curva de resposta em frequência de uma válvula: 27 Hz para -90° e 17 Hz para -3 dB (BOSCH REXROTH GROUP, 2003).	45
Figura 2.4 – Tempo de resposta de uma válvula ao degrau de entrada conforme especifica a ISO 10770-2.	46
Figura 2.5 – Servoválvula de dois estágios com realimentação elétrica: acionamento por motor de torque, válvula tubo-injetor para 1° estágio (piloto) e válvula carretel para 2° estágio (MOOG, 2002).	47
Figura 2.6 – Servoválvula de um estágio com acionamento por motor linear (MOOG, 2002).	47
Figura 2.7 – Servoválvula de dois estágios com realimentação elétrica: acionamento por motor de torque, válvula bocal-palheta para 1° estágio (piloto), válvula carretel para 2° estágio (MOOG, 2002).	48
Figura 2.8 – Válvula direcional proporcional de um estágio (MANNESMANN REXROTH, 1986).	50
Figura 2.9 – Válvula direcional proporcional de um estágio com realimentação de posição do carretel (BOSCH, 1989).	50
Figura 2.10 – Válvula direcional proporcional de dois estágios (MANNESMANN REXROTH, 1986).	50
Figura 2.11 – Válvula carretel tradicional de 4 vias com 3 ressaltos: orifícios de controle indicados por 4, 3, 5 e 6 (SZPAK, 2008).	51
Figura 2.12 – Servoválvula com orifícios de controle individualmente ajustáveis (adaptado de BRANZ, 2001).	52
Figura 2.13 – Válvula de acionamento direto piezocontrolada (BAUER e REICHERT, 2005).	53
Figura 2.14 – Válvula acionada por motor de passo.	53
Figura 2.15 – Válvula piezoacionada com quatro resistores ajustáveis (BAUER; REICHERT, 2005).	55
Figura 2.16 – Válvula piloto com piezocomando (BAUER; REICHERT, 2005).	55

Figura 2.17 – Desempenho estático da válvula com pilotagem piezoacionada, adaptado de Reichert (2006).....	56
Figura 2.18 – Válvula cartucho com realimentação barométrica da Vickers (Valvistor), modelo EPV-16 (PRASETIAWAN <i>et al.</i> , 2001).	57
Figura 2.19 – Esquema da válvula eletroproporcional Valvistor (PRASETIAWAN <i>et al.</i> , 2001).	58
Figura 2.20 – Válvula piloto operada por alívio de pressão (MURRENHOFF, 2002).	58
Figura 2.21 – Válvula Direcional Proporcional com eletrônica integrada, modelo HDR 01DP.	60
Figura 2.22 – Válvula de comando direto com eletrônica integrada (BOES <i>et al.</i> , 2003).	61
Figura 2.23 – Desempenho estático e dinâmico de uma válvula de comando direto com eletrônica integrada.	62
Figura 2.24 – Válvula proporcional com eletrônica integrada para aplicações de agricultura (KEMPER, 1996).	63
Figura 2.25 – Vista em corte e circuito da válvula (KEMPER, 1996)...	63
Figura 2.26 – Servoválvulas e atuador utilizando fluido eletroreológico (MURRENHOFF, 2002; ZAUN, 2004).	64
Figura 2.27 – Pressão e vazão característica para sobreposição positiva (MURRENHOFF, 2002).	65
Figura 2.28 – Conceito de uma válvula de quatro vias rotativa (BROWN <i>et al.</i> , 1988).	66
Figura 2.29 – Válvula de 3 vias com carretel rotativo (TU <i>et al.</i> , 2007).	67
Figura 3.1 – Área variável do orifício de passagem do fluido na VRI (DE NEGRI; CLIMACO, 2004).	70
Figura 3.2 – Orifícios gradualmente se alinhando de I (desalinhados) para IV (completamente alinhados).	70
Figura 3.3 – Orifícios gradualmente se alinhando de I (desalinhados) para IV (completamente alinhados) conforme Merritt (1967).	71
Figura 3.4 – Componentes do protótipo da Válvula Rotativa Inercial em vista explodida.	72
Figura 3.5 – Vista colapsada da VRI e seus condutos de entrada.	72
Figura 3.6 – Alinhamento dos orifícios radiais da VRI.....	73
Figura 3.7 – Orifícios radiais e axiais da VRI.	73
Figura 3.8 – Câmaras interiores das tampas da VRI.....	74
Figura 3.9 – Orifícios de saída do fluido da VRI.	74

Figura 3.10 – Simulação para 4 furos no rotor, 4 furos na carcaça, 3,5 mm de diâmetro do orifício radial do rotor: a) frequência rotacional de 1 Hz do motor; b) frequência rotacional de 100 Hz do motor.	76
Figura 3.11 – Queda de vazão de fluido na saída da VRI com o aumento da frequência rotacional do motor.	77
Figura 3.12 – Fotos da bancada de testes da VRI.	78
Figura 3.13 – Exemplo 1 de aplicação do protótipo da VRI (DE NEGRI, 2004).	78
Figura 3.14 – Exemplo 2 de aplicação do protótipo da VRI (DE NEGRI, 2004).	79
Figura 4.1 – Onda de pressão transiente no fechamento da válvula, adaptado de Walski (2003).	83
Figura 4.2 – Escoamento em um orifício, adaptado de White (2001). ...	88
Figura 5.1 – a) Amplitude da pressão no tempo; b) Modo fundamental de pressão (acima) e de velocidade (abaixo) (CORBO; STEARNS, 2005).	96
Figura 5.2 – Configurações de ondas sonoras estacionárias em condutos: a) Extremidades abertas; b) Extremidades fechadas; c) Extremidade esquerda aberta e direita fechada.	97
Figura 5.3 – Ressonância em sistemas devido à variação da rotação de uma bomba (TRADE & TECHNICAL PRESS LTD, 1979).	99
Figura 5.4 – Formação de vórtices ao redor de um cilindro (CORBO; STEARNS, 2005).	100
Figura 5.5 – Forças de vibração geradas em um joelho (CORBO; STEARNS, 2005).	101
Figura 6.1 – Modelagem CAD para ANSYS CFX: escoamento no interior da VRI.	103
Figura 6.2 – Dimensões de raio e comprimento do conduto de entrada do fluido na VRI.	104
Figura 6.3 – Raio do orifício radial do rotor da VRI.	104
Figura 6.4 – Modelagem completa do problema: tubulação e VRI.	106
Figura 6.5 – Detalhe das condições de contorno do modelo completo.	107
Figura 6.6 – Gradiente de pressão do modelo completo.	107
Figura 6.7 – Detalhe: gradiente de pressão da tubulação.	108
Figura 6.8 – Detalhe: gradiente de pressão da VRI (ângulo 1).	108
Figura 6.9 – Detalhe: gradiente de pressão da VRI (ângulo 2).	109
Figura 6.10 – Gradiente de velocidade do modelo completo.	110
Figura 6.11 – Detalhe: gradiente de velocidade da tubulação.	110
Figura 6.12 – Detalhe: gradiente de velocidade da VRI.	111

Figura 6.13 – Energia cinética turbulenta na tubulação.....	111
Figura 6.14 – Energia cinética turbulenta na VRI.	112
Figura 6.15 – Modelagem da tubulação completa.	113
Figura 6.16 – Modelagem parcial do problema: um conduto de entrada e um orifício radial na VRI.	114
Figura 6.17 – Modelagem parcial do problema: um conduto de entrada e um orifício radial na VRI.	116
Figura 6.18 – Modelagem parcial do problema: um conduto de entrada e um orifício radial variável na VRI.....	117
Figura 6.19 – Curva de vazão média em função da frequência do rotor para duto com 0,33 m e 0,22 m de comprimento.	118
Figura 6.20 – Frequências ressonantes para um orifício variável localizado na extremidade da tubulação de 0,33 m.	118
Figura 6.21 – Motor linear acoplado ao circuito composto por um conduto de entrada do fluido e um orifício variável.....	119
Figura 6.22 – Deslocamento do cilindro para as frequências do rotor em 100 Hz, 40 Hz e 20 Hz.	119
Figura 7.1 – Características e formas geométricas do Protótipo 1 de VRI proposto em vista explodida.	122
Figura 7.2 – Vista em corte do Protótipo 1 de VRI proposto: acoplamento e vedação rotativa.....	123
Figura 7.3 – Vista em corte do Protótipo 1 de VRI proposto: oito orifícios radiais para menor velocidade linear do eixo do rotor.	124
Figura 7.4 – Vista em corte do Protótipo 1 de VRI proposto: tomada de pressão em uma entrada de fluido.....	124
Figura 7.5 – Vista em corte do Protótipo 1 de VRI proposto: tomada de pressão no interior da válvula.....	125
Figura 7.6 – Bancada de testes.	126
Figura 7.7 – Atuador hidráulico da bancada de testes.	128
Figura 7.8 – VRI e demais componentes da bancada de testes.	128
Figura 7.9 – Curva experimental de queda de pressão com o aumento de vazão na UPCH utilizada.	129
Figura 7.10 – Modelo do Protótipo 1 de VRI proposto acionando um cilindro hidráulico no LMS Imagine.Lab AMESim.....	130
Figura 7.11 – Velocidade experimental x velocidade de simulação do cilindro hidráulico acionado pelo Protótipo 1 de VRI proposto.	132
Figura 7.12 – Vazão estimada por simulação na saída do Protótipo 1 de VRI proposto frente aos resultados experimentais.....	132

Figura 7.13 – Simulação de vazões à jusante da VRI para 2 tubos de inércia com vazamento interno e/ou restrição na saída reduzidos (faixa de frequência rotacional do motor: 17 Hz até 34 Hz).....	133
Figura 7.14 – Simulação de vazão à jusante da VRI para emprego de 4 tubos inerciais com vazamento interno e restrição de saída reduzidos (faixa de frequência rotacional do motor: 17 Hz até 34 Hz).....	134
Figura 7.15 – Modulação por largura de pulso com onda quadrada.....	136
Figura 7.16 – Pressão no ponto anterior (p_{ANT}) e posterior (p_{POST}) ao orifício de área variável da VRI.....	136
Figura 7.17 – Comportamento da pressão no ponto anterior ao orifício variável e da vazão de saída para frequência do rotor (f_R) em 0,0625 Hz.....	137
Figura 7.18 – Comportamento da pressão no ponto anterior ao orifício variável e da vazão de saída para frequência do rotor (f_R) em 1 Hz.....	138
Figura 7.19 – Comportamento da pressão no ponto anterior ao orifício variável e da vazão de saída para frequência do rotor (f_R) em 10 Hz.	138
Figura 7.20 – Comportamento da pressão no ponto anterior ao orifício variável e da vazão de saída para frequência do rotor (f_R) em 20 Hz.	139
Figura 7.21 – Comportamento da pressão no ponto anterior ao orifício variável e da vazão de saída para frequência do rotor (f_R) em 50 Hz.	139
Figura 7.22 – Abertura do orifício de área variável para o caso real. ..	142
Figura 7.23 – Caso extremo para orifício de área variável com $t_a = 0$ e $t_f = 0$	142
Figura 7.24 – Efeito da defasagem entre tubos de inércia sobre a pressão na saída da VRI para uma baixa frequência de acionamento.	143
Figura 7.25 – Frequências de vazão mínima na VRI para diferentes comprimentos de tubos inerciais.	144
Figura 7.26 – Características e formas geométricas do Protótipo 2 de VRI proposto em vista explodida.....	146
Figura 7.27 – Vista em corte do Protótipo 2 de VRI proposto.	146
Figura 7.28 – Detalhe da vista em corte do Protótipo 2 de VRI proposto: vedações rotativas sobre o rotor.	148
Figura 7.29 – Rotor do Protótipo 2 de VRI proposto: orifícios radiais alongados.....	148

Figura 7.30 – Detalhe da área de passagem do fluido pelo orifício variável.....	149
Figura 7.31 – Modelo no LMS Imagine.Lab AMESim do Protótipo 2 de VRI proposto.....	150
Figura 7.32 – Vazão à jusante para o Protótipo 2 de VRI Proposto para $\Delta p = 47$ bar e $L = 0,6$ m: 2 tubos de inércia defasados.....	152
Figura 7.33 – Simulação do controle de posição para o Protótipo 2 de VRI Proposto.....	152
Figura 7.34 – Funções de relação erro/frequência dos motores para as duas VRI no controle de posição de um atuador hidráulico.....	154
Figura 7.35 – Posicionamento de um cilindro hidráulico com o emprego de duas VRI.....	154
Figura 7.36 – Circuito hidráulico para testes individuais com as VRI.....	156
Figura 7.37 – Vazões de saída na VRI A para distintos diferenciais de pressão com $L = 0,5$ m.....	156
Figura 7.38 – Vazões de saída na VRI B para distintos diferenciais de pressão com $L = 0,5$ m.....	157
Figura 7.39 – Vazões de saída na VRI B para distintos diferenciais de pressão conforme a ISO 10770-2.....	157
Figura 7.40 – Vazões de saída na VRI A para uma variação completa da frequência de acionamento do motor com $\Delta p = 30$ bar e $L = 0,5$ m.....	158
Figura 7.41 – Vazões de saída na VRI B para uma variação completa da frequência de acionamento do motor com $\Delta p = 30$ bar e $L = 0,5$ m.....	158
Figura 7.42 – Vazões de saída na VRI A para diferentes comprimentos dos condutos inerciais com $\Delta p = 30$ bar.....	159
Figura 7.43 – Comportamento da pressão no ponto anterior ao orifício variável (p_{ANT}) quando há excitação dos modos ressonantes com $\Delta p = 30$ bar, $p_s = 41,5$ bar e $L = 0,5$ m.....	160
Figura 7.44 – Vazões de saída na VRI A e VRI B para comprimentos dos condutos inerciais $L = 0,5$ m com $\Delta p = 30$ bar.....	160
Figura 7.45 – Circuito hidráulico para testes com as VRI em conjunto.....	161
Figura 7.46 – Curva de sinal para a válvula de três vias.....	162
Figura 7.47 – Pressão na porta A da válvula de três vias para $p_s = 41,5$ bar e $L = 0,5$ m.....	163
Figura 7.48 – Vazão na válvula de três vias para $\Delta p = 30$ bar e $L = 0,5$ m.....	163
Figura 7.49 – Circuito hidráulico para controle de posição de um cilindro assimétrico com a válvula de três vias.....	165

Figura 7.50 – Curva de sinal para a válvula de três vias com cilindro e massa acoplada.....	165
Figura 7.51 – Posicionamento experimental de um cilindro hidráulico e massa acoplada com o emprego de 2 VRI.....	166
Figura 7.52 – Detalhe do erro de regime permanente no posicionamento experimental do atuador hidráulico e massa acoplada com o emprego de 2 VRI.....	167
Figura 7.53 – Posicionamento experimental do atuador hidráulico, massa e mola acoplados com o emprego de 2 VRI.....	168
Figura 7.54 – Detalhe do erro de regime permanente no posicionamento experimental do atuador hidráulico, massa e mola acoplados com o emprego de 2 VRI.....	168
Figura 7.55 – Resposta em frequência da válvula de 3 vias experimental.....	169
Figura 7.56 – Vazões de saída experimental e de simulação na VRI A para comprimentos dos condutos inerciais $L = 0,5$ m e $\Delta p = 30$ bar.	170
Figura 7.57 – Simulação de resposta ao degrau da pressão no ponto anterior ao orifício variável.....	171
Figura 7.58 – Simulação de resposta ao degrau da pressão no ponto anterior ao orifício variável em detalhe.....	171
Figura 7.59 – Detalhe do posicionamento experimental e de simulação de um cilindro hidráulico e massa acoplada com o emprego de duas VRI.....	172

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 – Classificação da operação de controle de vazão (WALSKI, 2003).	84
Tabela 7.1 – Componentes do Protótipo 1 de VRI proposto.	122
Tabela 7.2 – Descrição dos principais componentes da bancada de testes.	127
Tabela 7.3 – Parâmetros dos componentes do sistema hidráulico empregados no modelo.....	131
Tabela 7.4 – Vazões médias máximas em baixa frequência e vazões médias mínimas em alta frequência para uma VRI.....	141
Tabela 7.5 – Vazões médias máximas em baixa frequência e vazões médias mínimas em alta frequência para uma VRI: $q_{Vmax} = 21$ Lpm.	141
Tabela 7.6 – Componentes do Protótipo 2 de VRI proposto.	147
Tabela 7.7 – Evolução no tempo da área de passagem do fluido.	149
Tabela 7.8 – Parâmetros dos componentes do sistema hidráulico empregados no modelo do Protótipo 2 de VRI proposto.	151
Tabela 7.9 – Parâmetros dos componentes do sistema hidráulico empregados no Protótipo 2 de VRI Proposto.	153

LISTA DE SÍMBOLOS

A	– Área da seção transversal
A_T	– Área total do orifício variável
c	– Celeridade
C_c	– Coeficiente de contração
C_d	– Coeficiente de descarga
D	– Diâmetro
E	– Módulo de elasticidade
e	– Espessura da parede do tubo
e	– Rugosidade do tubo
F	– Força
f_N	– N-ésima frequência natural
$g(f, t_f)$	– Função da resposta dinâmica vazão/frequência na VRI
L	– Comprimento
m	– Massa
N	– Todos os números inteiros
p	– Pressão
p_A	– Pressão de trabalho
p_{ANT}	– Pressão no ponto anterior ao orifício variável
p_{POST}	– Pressão no ponto posterior ao orifício variável
p_S	– Pressão de suprimento
Q	– Fator de amplificação
q	– Vazão
q_{V1}	– Vazão volumétrica que entra em um VC
q_{V2}	– Vazão volumétrica que sai de um VC
q_{Vmaz}	– Vazão no orifício variável para máxima área (A_T)
q_{Vsaida}	– Vazão média resultante na saída da VRI
Re	– Número de Reynolds
s	– Comprimento da seção transversal do tubo
t	– Tempo
T	– Período do ciclo completo
$t_{5\%}$	– Tempo de resposta
t_a	– Tempo que o orifício variável permanece aberto durante T

t_c	– Tempo de fechamento de uma válvula
t_d	– Tempo de descida até que o orifício se abra completamente
t_f	– Tempo que o orifício variável permanece fechado durante T
t_s	– Tempo de subida até que o orifício se abra completamente
t_t	– Tempo total para alcançar o regime permanente
V	– Volume
v_x	– Componente x do vetor velocidade v
v_y	– Componente y do vetor velocidade v
x	– Abscissa no sistema de coordenadas cartesianas
z	– Altura em relação ao solo
α	– Coeficiente de expansão térmica isobárico
β	– Módulo de elasticidade
f	– Coeficiente de perda de carga distribuída de Darcy-Weisbach
δx	– Distância infinitesimal
ζ	– Razão de amortecimento
μ	– Viscosidade dinâmica (absoluta)
\hat{n}	– Vetor normal
ξ	– Coeficiente de perda localizada
ρ	– Massa específica do fluido
τ	– Tensão de cisalhamento de origem viscosa
ω_n	– Frequência natural não-amortecida

LISTA DE ABREVIATURAS

CAD	– <i>Computer aided design</i>
CANopen	– <i>Controller area network open</i>
CFD	– <i>Computational fluid dynamics</i>
DSP	– <i>Digital signal processing</i>
EDP	– Equação diferencial parcial
ER	– <i>Electro-rheological</i>
FSI	– <i>Fluid/Structure Interaction</i>
HMI	– <i>Human-machine interface</i>
IFAS	– <i>Institute for fluid power drives and controls</i>
ISO	– <i>International organization for standardization</i>
LASHIP	– Laboratório de sistemas hidráulicos e pneumáticos
LVDT	– <i>Linear variable differential transformer</i>
PID	– Proporcional integral derivativo
PLC	– <i>Programmable logic controller</i>
PROFIBUS	– <i>Process field bus</i>
PFM	– <i>Pulse-frequency modulation</i>
PWM	– <i>Pulse-width-modulated</i>
RS-232	– Padrão de comunicação serial
SC	– Superfície de controle
UPCH	– Unidade de potência e condicionamento hidráulico
VC	– Volume de controle
VDP	– Válvula direcional proporcional
VRI	– Válvula rotativa inercial

RESUMO

Nos últimos anos, as inovações em sistemas de controle hidráulicos têm recaído, principalmente, em melhorias realizadas sobre conceitos de válvulas consolidadas no mercado há décadas. Tais esforços advêm, em maior parte, de aperfeiçoamentos no projeto mecânico, nos algoritmos de controle e na incorporação de eletrônica digital e de dispositivos eletromecânicos. Por sua vez, a presente tese trata da investigação do controle contínuo de vazão em circuitos hidráulicos empregando um novo conceito, o qual explora os efeitos de reatância do sistema, onde não há fechamento e abertura estática de orifícios como realizado tradicionalmente. Para isto, uma válvula de controle contínuo, preliminarmente chamada VRI (válvula rotativa inercial), é empregada como referência para o estudo. Neste panorama, os estudos realizados na tese incidem sobre os assuntos relacionados à fluidodinâmica computacional (CFD). Por conseguinte, com a utilização da ferramenta ANSYS CFX, obtém-se modelos apurados do escoamento do fluido no interior da VRI. Ainda, o software LMS Imagine.Lab AMESim é empregado no aprimoramento do projeto dessa válvula assim como na simulação do seu comportamento em posicionadores hidráulicos. De tal modo, pretende-se mostrar que o princípio no qual o conceito de válvula deste trabalho está fundamentado, o efeito inercial do fluido, se destaca como uma alternativa inovadora no campo de sistemas de controle hidráulicos. Enfim, as conclusões deste estudo permitem visualizar a aplicabilidade deste modo de controle de vazão em alguns circuitos hidráulicos bem como vislumbrar novos conceitos com princípios de funcionamento similares.

ABSTRACT

In recent years, the hydraulic control systems innovations have been relapsing mainly in improvements accomplished on concept of valves commercially consolidated. In larger part, such efforts come from enhancements in the mechanical design, in the control algorithms and in the digital electronics and electromechanical devices incorporation. In turn, this thesis proposal deals with the investigation of the continuous flow control in hydraulic circuits through a new concept that explores the reactance effects of the system. For that, a valve called preliminarily IRV (Inertial Rotary Valve) was used as a reference for the study. Differently from conventional solutions, there is no static opening and closing of control orifices in this continuous control valve. As a result, this research focuses on issues related to computational fluid dynamics (CFD). In particular, the employment of ANSYS CFX tool enables the achievement of accurated models of the fluid flow within the valve. Moreover, the LMS Imagine.Lab AMESim software is used to optimize the design of IRV as well as to simulate its behavior in hydraulic positioner systems. In this context, one intends to show that the principle, on which the valve concept of this work is based on (the inertial effect of the fluid), stands out as an innovative way in the hydraulic control systems field. Finally, the conclusions of this study allow to verify the applicability of this flow control approach in some hydraulic circuits as well as envisioning new concepts with similar operation principles.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

Este documento evidencia os meios necessários à obtenção de soluções adequadas de uma nova forma de controle de vazão para sistemas hidráulicos.

Desta maneira, após a definição do problema, este capítulo descreve os objetivos para sua solução assim como a metodologia utilizada no desenvolvimento desta tese. Ao fim, apresenta-se a estrutura do documento para facilitar a leitura do trabalho.

1.1 Definição do Problema

As válvulas que controlam a direção do escoamento de fluido são denominadas de válvulas direcionais enquanto as que controlam a direção e vazão do fluido são designadas como válvulas de controle contínuo direcionais. Essas últimas também são conhecidas por válvulas proporcionais direcionais e servoválvulas controladoras de vazão. Comercialmente, estão disponíveis válvulas de controle contínuo direcionais de duas, de três e de quatro vias.

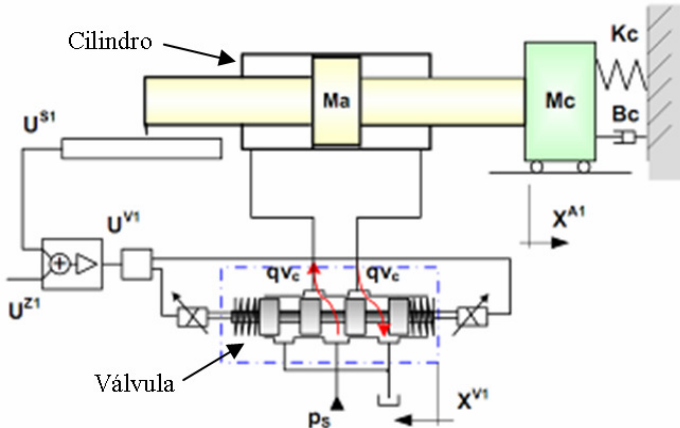
Blackburn (1960), autor de uma publicação clássica na área de hidráulica, apresenta também outros princípios construtivos aplicáveis como válvulas de controle contínuo direcional na década de sessenta.

Por sua vez, Murrenhoff (2002) relata recentes proposições de válvulas de controle contínuo direcional que já estão no mercado bem como desenvolvimentos contemporâneos efetuados em universidades e centros de pesquisa.

A maioria dos tipos construtivos de válvulas relacionados acima, como delineado no capítulo 2, é baseada no controle da vazão do fluido através do posicionamento de parte(s) mecânica(s) móvel(eis) que promove(m) a modificação da área de passagem em orifícios de controle. Desse modo, apresentam como característica intrínseca a necessidade de uma parte móvel ser movimentada a partir de um estado de repouso para atingir uma nova condição de repouso, requerendo sua aceleração e posterior desaceleração.

O exemplo mais comum desses conceitos são as válvulas do tipo carretel deslizante, tal como a ilustrada na figura 1.1, as quais apresentam

não-linearidades (MUHAMMAD *et al.*, 2008; URSU *et al.*, 2004; ERYILMAZ, 2000). O fato de existir alternância entre estados de repouso e de movimento implica ocorrência de forças de atrito compostas que incluem os efeitos de atrito estático, atrito de Coulomb e atrito viscoso. Esses atritos provocam fenômenos como histerese, zona morta e erro de reversão os quais produzem erros de posicionamento da parte móvel e, conseqüentemente, erros na vazão controlada.¹



Legenda:

U^{S1} : tensão relacionada ao sensor de posição;
 U^{V1} : tensão de comando relacionada à válvula;
 U^{Z1} : tensão de referência;
 x^{A1} : posição real do êmbolo do cilindro;
 x^{V1} : posição do carretel da válvula;
 q_{v_c} : vazão de controle;
 p_s : pressão de suprimento;
 M_a : massa do cilindro;
 M_c : massa da carga;
 K_c : constante elástica da mola;
 B_c : coeficiente de atrito viscoso.

Figura 1.1 – Ilustração de um sistema hidráulico de controle de posição (DE NEGRI, 2001).

De fato, as tradicionais válvulas proporcionais e servoválvulas controladoras de vazão vêm sendo melhoradas com o crescente desenvolvi-

¹ Muitos fabricantes reduzem os efeitos de atrito sobre a operação de uma válvula através da aplicação de um sinal em corrente de alta frequência e baixa amplitude designado de “*dither*”.

mento tecnológico de modo a serem empregadas nas mais diversas aplicações industriais.

A procura por sistemas de controle hidráulicos mais eficientes (com menor erro, mais rápidos, com maior repetibilidade etc) é uma preocupação que continua atual, como se pode perceber diante das recentes publicações de estudos de projetos de controladores como em Chen e Zeng (2003), Cruz e Ferreira (2003), Horvat e Miskovic (2003), Franco *et al.* (2004), Davliakos e Papadopoulos (2005), Tar *et al.* (2005) e Kim e Lee (2006). Neste mesmo sentido, como apresenta o capítulo 2, inovações em válvulas tradicionais também têm sido realizadas em diversos centros de pesquisa e universidades.

Todavia, percebe-se que a grande maioria dos esforços se dirige para melhorias comportamentais de soluções centradas na utilização de elementos que precisam ser posicionados, por deslizamento linear ou deslocamento angular, para que haja controle de vazão. É evidente que tais melhorias são bem vindas, no entanto, condicionadas as suas características indesejáveis supracitadas.

Diante desse panorama, o presente trabalho investiga um novo princípio de solução para controle de vazão, cujo funcionamento difere substancialmente dos conceitos de válvulas proporcionais e servoválvulas presentes no mercado.

O conceito explorado é uma solução tecnológica alternativa, que se entende constituir uma contribuição (conhecimento diferente) aos sistemas de controle hidráulicos.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo Geral

O presente trabalho trata da estruturação do conhecimento, projeto e construção de uma solução alternativa para o controle de vazão em sistemas hidráulicos.

A partir do conceito da VRI (válvula rotativa inercial), que não requer o posicionamento de partes móveis, deseja-se caracterizar um método em que a vazão é regulada pelo efeito inercial do fluido.

Pretende-se demonstrar que essa concepção, previamente concebida no LASHIP, é não apenas viável, como pode substituir as tradicionais

válvulas proporcionais direcionais e servoválvulas controladoras de vazão em determinadas aplicações.

Ainda, que o baixo custo e as tolerâncias dimensionais e geométricas admitidas nos arranjos propostos nesta tese se apresentam como características atraentes na busca por soluções adequadas em sistemas de controle hidráulicos.

1.2.2 Objetivos Específicos

Buscando determinar que o princípio de controle por efeito inercial pode ser empregado adequadamente em sistemas hidráulicos, estabelecem-se os seguintes objetivos específicos para este trabalho:

- modelar e simular computacionalmente, estática e dinamicamente, o escoamento na válvula rotativa inercial, a fim de correlacionar seus parâmetros de projeto de acordo com condições de operação predefinidas;
- fabricar um protótipo que satisfaça aos requisitos de aplicabilidade da VRI em circuitos hidráulicos predeterminados;
- realizar testes com a VRI, comparando seus resultados aos obtidos na simulação numérica do seu escoamento;
- comprovar a adequação desse modelo de válvula no controle de vazão em sistemas hidráulicos sob diversos aspectos: modos de vibração da válvula; efeito das altas frequências geradas sobre o sistema; tolerância à contaminação do fluido; resposta dinâmica do sistema; histerese; torque em operação etc;
- avaliar os campos de aplicação, ponderando-se as características do emprego da VRI em diferentes circuitos hidráulicos.

1.3 Metodologia

A presente tese visa comprovar a aplicabilidade de uma nova forma de controle de vazão. Assim, a ferramenta ANSYS CFX é utilizada no projeto da válvula ao passo que a análise do efeito desta em circuitos hidráulicos é prevista por uma modelagem a parâmetros distribuídos² executada pela ferramenta LMS Imagine.Lab AMESim.

² Um detalhamento das modelagens a parâmetros distribuídos e a parâmetros concentrados do escoamento do fluido em condutos pode ser encontrado em Chen (2004).

Primeiramente a execução do trabalho compreende a modelagem da VRI com o uso da ferramenta ANSYS CFX, de modo que se obtenha a solução dos sistemas de equações que regem seu escoamento.

Depois se segue com a apropriada modelagem da VRI no LMS Imagine.Lab AMESim tendo em vista minimizar possíveis efeitos indesejáveis de pulsação no escoamento bem como melhorar as características da forma de controle de vazão. Esta modelagem também visa observar o emprego deste conceito de válvula em circuitos hidráulicos predeterminados.

Com isto, a utilização do ANSYS CFX presta-se à análise detalhada do escoamento em regime permanente no interior da VRI ao passo que o LMS Imagine.Lab AMESim é usado em uma análise do seu escoamento em regime permanente e transiente integrada com os demais fenômenos mecânicos, elétricos e fluido-mecânicos que ocorrem na válvula.

Posteriormente a tais modelagens, obtém-se um protótipo virtual da VRI, e após um físico, que atende satisfatoriamente às características estáticas e dinâmicas no que tange as especificações de desempenho adequado de válvulas de controle de vazão hidráulicas, como discutidas no capítulo 2.

Para tanto, o trabalho sistemático dirigido para a solução do problema deve estar apoiado no conhecimento existente, adquirido por pesquisas e pela experiência prática. Ou seja, além da utilização do ANSYS CFX e LMS Imagine.Lab AMESim, as questões proeminentes expostas nos capítulos subsequentes devem ser consideradas para haver sucesso na investigação da nova forma de controle de vazão.

Um ponto relevante no desenvolvimento de um produto é a noção dos impactos que esse pode causar nos meios passíveis de sua utilização. No caso de projetos de dispositivos hidráulicos, conforme Garbacik e Stecki (2000), devem-se levar em conta fatores tais como relação peso/potência, requisitos de comportamento estático e dinâmico, vazamento, consumo de energia, contaminação e emissão de ruído.

De fato, tendo em vista a característica pulsante do escoamento frente ao emprego do efeito inercial do fluido, a vibração e o ruído provenientes de ondas de pressão também são preocupações do presente trabalho. Segundo Garbacik e Stecki (2000), pesquisas têm sido realizadas intensivamente na área de redução de ondas de pressão em sistemas hidráulicos. Corbo e Stearns (2005), por exemplo, bem discorrem sobre questões práticas a serem consideradas na redução dos níveis de variação de pressão em circuitos provenientes de bombas.

Ainda, em se tratando de um novo arranjo (conceito/produto), os testes com os exemplares devem ser compatíveis àqueles empregados em válvulas hidráulicas tradicionais. A ISO 10770-2 (ISO, 1998), por exemplo, determina os métodos de testes a serem aplicados em válvulas carretel de três vias. Nasca (1990), por sua vez, indica os procedimentos a serem utilizados nos mais diversos dispositivos hidráulicos, inclusive em servoválvulas e válvulas proporcionais controladoras de vazão.

Assim, durante este trabalho, bibliografias como as citadas servem como guias para que sejam avaliados, comparativamente, parâmetros como tempo de resposta, vazamento interno, potência elétrica requerida, pressão de suprimento necessária, torque em operação, curva de vazão-pressão e histerese, dentre outros.

1.4 Estrutura do Documento

O conteúdo dessa tese está dividido em capítulos com as disposições e conteúdos discorridos a seguir.

No capítulo 2, examina-se as atuais tendências mundiais no desenvolvimento de concepções de válvulas de controle contínuo em diferentes universidades e centros de pesquisa. Para isto, investiga-se desde inovações em servoválvulas e válvulas proporcionais tradicionais por meio de modificações mecânicas e integração com eletrônica digital até o emprego de outros arranjos.

Neste cenário, o capítulo 3 exhibe o conceito da válvula rotativa inercial, explicando seu funcionamento bem como demonstrando que esta concepção de válvula é uma solução alternativa para o controle de sistemas hidráulicos.

Em seguida, o capítulo 4 fornece o embasamento teórico assim como elucidada os princípios envolvidos no conceito da VRI em uma análise unidimensional do escoamento do fluido. Com o intuito de se abordar o problema de uma forma simplificada, as variáveis dependentes pressão e vazão são algebricamente diferenciadas.

Por sua vez, no capítulo 5, analisa-se a ressonância ocasionada por pulsos de pressão em sistemas hidráulicos convencionais a fim de se evitar efeitos indesejáveis, de ruído e vibração, com a utilização da forma de controle de vazão sob investigação.

No capítulo 6, são delineadas as simulações de escoamento do protótipo de VRI, apresentado no capítulo 3, realizadas no presente trabalho com a utilização de diferentes softwares de simulação.

Finalmente, no capítulo 7, expõe-se os estudos realizados com os modelos de VRI propostos neste trabalho, onde os testes em bancada, as simulações e a avaliação sobre o desempenho destes em circuitos hidráulicos são mostrados.

Ao término deste documento, no capítulo 8, são apresentadas as conclusões sobre os resultados alcançados nesta tese e a relevância dos mesmos bem como as perspectivas de trabalhos futuros.

CAPÍTULO 2

TENDÊNCIAS NO DESENVOLVIMENTO DE VÁLVULAS DE CONTROLE CONTÍNUO DIRECIONAIS

De acordo com De Negri (2001), pode-se dividir um circuito hidráulico em duas partes: o circuito de atuação e o circuito da unidade de potência. Como indica a figura 2.1, a primeira parte engloba válvulas e cilindro e/ou motor rotativo enquanto a segunda é a responsável pelo suprimento de energia hidráulica para os circuitos de atuação, tendo como elementos fundamentais o reservatório, a bomba, a válvula de alívio e o filtro.

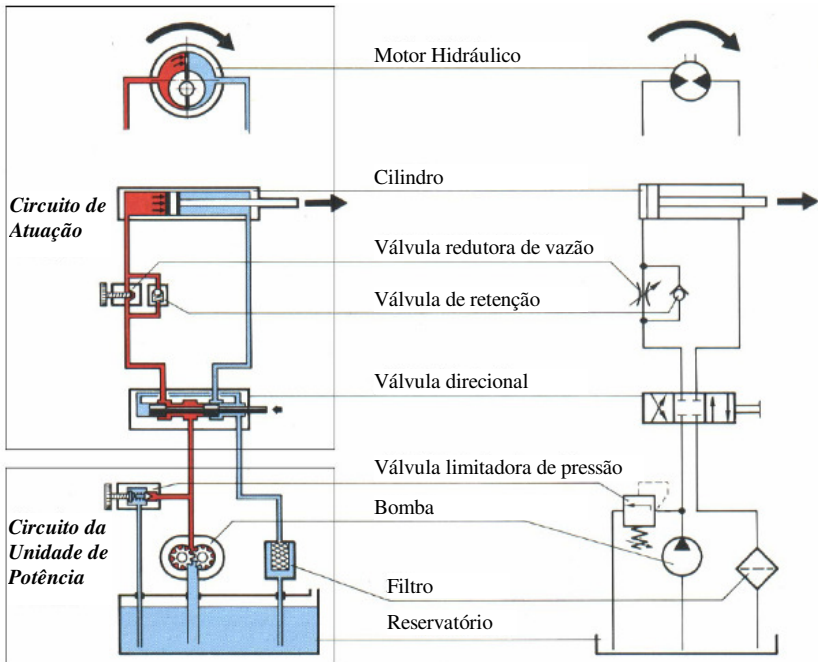


Figura 2.1 – Estrutura básica de um circuito hidráulico (BOSCH, 1989).

Embora desenvolvimentos em algumas áreas com motores elétricos de velocidade ajustável no acionamento de bombas permitam a eliminação das válvulas proporcionais no circuito de atuação, conforme Murrenhoff (2003), as válvulas podem ser ainda consideradas como o cerne das soluções em sistemas hidráulicos.

Utilizando-se um termo moderno, e frequentemente empregado, pode-se classificar essas válvulas como sistemas mecatrônicos. Isto, devido ao fato de que qualquer válvula desse tipo necessita de um conversor eletromecânico bem como incorpora acionamento e controle digital eletrônico, sensores de pressão, de vazão e de deslocamento do carretel.

De fato, o desenvolvimento tecnológico das válvulas em termos do emprego de novos materiais como plásticos, materiais sinterizados e novas ligas, da melhoria dos processos de fabricação e da incorporação maciça de dispositivos eletrônicos, permitiu aprimorar o desempenho das válvulas proporcionais e, ao mesmo tempo, reduzir o custo e tornar as servoválvulas menos sensíveis a influências do meio (DE NEGRI, 2001).

Dessa forma, este capítulo pretende evidenciar os atuais desenvolvimentos em válvulas hidráulicas onde se observam que as inovações abrangem desde novas ideias para o conversor eletromecânico requerido até novos projetos mecânicos. Diante disto, há conceitos consolidados que incorporam as inovações em eletrônica digital que permitem conexão direta da eletrônica integrada moderna a sistemas fieldbus³. Além desses, também há soluções que evitam o emprego dos convencionais orifícios de controle pelo uso de fluidos eletorreológicos⁴.

Inicialmente, uma breve visão geral sobre sistemas de atuação com controle contínuo é realizada na seção 2.1 com o intuito de introduzir as configurações usuais no emprego de válvulas de controle contínuo direcionais em circuitos hidráulicos. Nas seções subsequentes, apresentam-se as tendências e os desenvolvimentos em válvulas realizados ultimamente.

2.1 Visão Geral de Sistemas de Atuação com Controle Contínuo

Segundo De Negri (2001), os sistemas de atuação com controle contínuo têm como característica a capacidade de responder proporcionalmente a um sinal de acionamento, seja este um sinal mecânico, elétrico ou mesmo hidráulico.

Por sua vez, a norma ISO 5598 (ISO, 2008) define a categoria “válvula de controle contínuo” como “válvula que controla o fluxo de energia de um sistema em um modo contínuo em resposta a um sinal contínuo de

³ Fieldbus é um sistema de rede de comunicação industrial para controle distribuído em tempo real.

⁴ Reologia é a ciência que estuda o modo como a matéria flui ou como esta se deforma sob a influência de uma tensão aplicada. Por sua vez, fluidos eletorreológicos têm a propriedade de mudar seu comportamento reológico muito rapidamente quando submetidos a campos elétricos.

entrada”. Essa definição engloba todos os tipos de servoválvulas e válvulas proporcionais.

Sendo assim, por meio dessas válvulas é possível o controle contínuo de variáveis mecânicas tais como posição linear ou angular, velocidade linear ou angular, força ou torque e pressão ou vazão (ver figura 2.2).

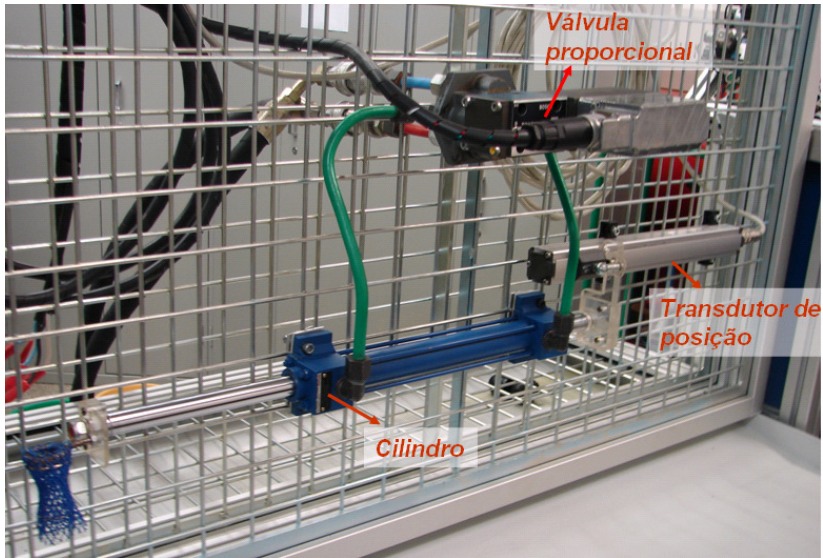


Figura 2.2 – Sistema hidráulico de posicionamento linear em uma bancada didática (SOUZA e DE NEGRI, 2006).

Para tal, válvulas de controle contínuo de alto desempenho são habitualmente classificadas como servoválvulas ou válvulas proporcionais, sendo que a distinção deriva do comportamento esperado. Contudo, essa classificação tende a generalizar e obscurecer as diferenças entre os vários tipos de válvulas.

De acordo com D’Amore e Pellegrinetti (2001), a seleção entre os tipos depende da aplicação, sendo que cada válvula tem suas características. Ainda, conforme ratifica De Negri (2001), ambas cumprem uma mesma função em um circuito hidráulico, ou seja, de promover o direcionamento do fluido com uma vazão proporcional a um sinal de acionamento (comando).

Mais do que uma simples discussão sobre nomenclatura de válvulas, os termos servoválvula e válvula direcional proporcional têm uma forte influência comercial já que incorporam uma caracterização histórica sob

o ponto de vista de custo, tolerância à contaminação e qualidade de resposta estática e dinâmica.

Segundo Linsingen (2008), a delimitação da fronteira de campo entre as servoválvulas e as válvulas proporcionais está sendo diluída. Conforme experiência acumulada no LASHIP, hoje se sabe que estas últimas, economicamente mais viáveis e menos sensíveis a contaminantes, são aplicáveis satisfatoriamente em sistemas de controle de malha fechada assim como adequadas para aplicações industrial e móbil.

Por essas razões, para a escolha apropriada de uma válvula hidráulica em uma determinada aplicação, o projetista deve considerar as configurações específicas da aplicação e do sistema. Pressão de suprimento, tipo do fluido, requisitos de força do sistema e resposta dinâmica da válvula são exemplos dos vários fatores que afetam a operação do sistema.⁵

Assim, é importante saber que válvulas pilotadas são sensíveis às variações da pressão de suprimento ao passo que válvulas de comando direto não são afetadas por isto. Também, que o tipo de fluido deve ser compatível com o desempenho do sistema esperado dentro de certa faixa de temperatura. Igualmente, os requisitos estático e dinâmico de forças que atuam sobre o sistema devem ser contabilizados.

Nesse contexto, atenta-se ao fato da diversidade de meios para representar o desempenho dinâmico da válvula. Utilizadas, individualmente ou em conjunto, curvas de resposta em frequência, parâmetros como frequência natural e razão de amortecimento, valores de tempo de resposta (*response time*) e de tempo de acomodação (*settling time*) são formas comuns de apresentação do comportamento de válvulas.

Admitindo-se que uma válvula pode ser considerada como um sistema de segunda ordem, de acordo com De Negri (2001), sua frequência natural é definida como o valor onde o atraso de fase entre o sinal senoidal de entrada (excitação) e o de saída (resposta) é 90°, conforme se pode inferir de Ogata (1993). Ainda que não seja confiável na avaliação de quão bem irá se comportar a válvula com os demais componentes no circuito final, visto que seu valor se difere ligeiramente da medida anterior, a frequência de -3 dB também pode ser utilizada para se obter o referido parâmetro de desempenho, como elucidado na figura 2.3.

⁵ Foi desenvolvido no LASHIP, um aplicativo chamado “Sistematização de Procedimentos para Dimensionamento e Análise Estática e Dinâmica de Circuitos Hidráulicos”, cujo objetivo é a obtenção da definição da válvula proporcional ou servoválvula conforme catálogo industrial e o dimensionamento do cilindro a partir de requisitos de projeto/operação (ver Souza *et al.*, 2008).

Por sua vez, como indica a figura 2.4, o tempo de resposta (*response time*) é obtido com a abertura total da válvula através de um sinal degrau unitário, sendo seu valor correspondente ao tempo no qual a resposta atinge 90% da magnitude do sinal após o início do degrau.

Com isso, faz-se necessária a compatibilização desses dados com aqueles de resposta em frequência para a adequada comparação de desempenho. Além disso, visto que esses valores variam com a amplitude do sinal de entrada, a pressão de suprimento e a temperatura do fluido, a análise entre os modelos de válvulas deve utilizar condições equivalentes. Ou seja, as condições para a obtenção dos dados de desempenho dinâmico das válvulas devem ser as mesmas.

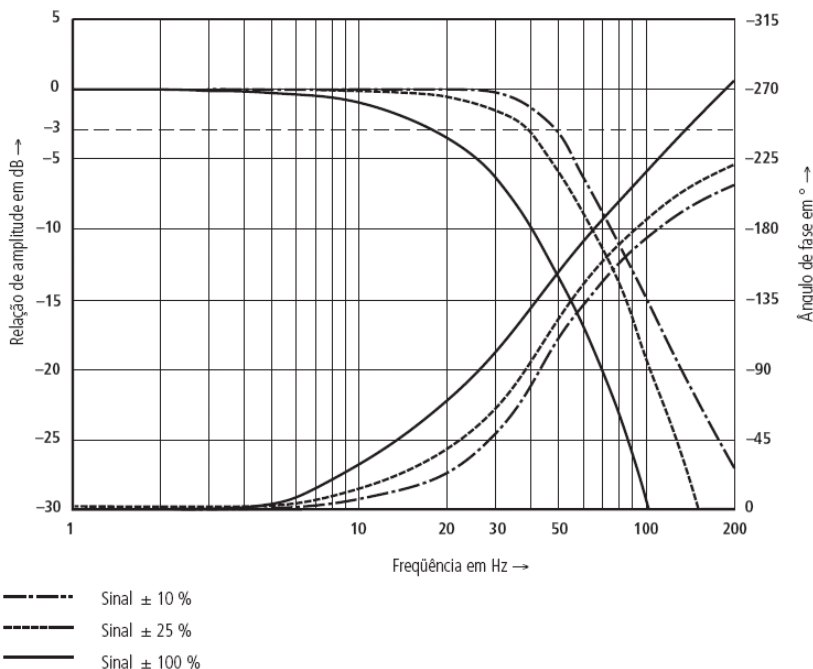


Figura 2.3 – Exemplo de curva de resposta em frequência de uma válvula: 27 Hz para -90° e 17 Hz para -3 dB (BOSCH REXROTH GROUP, 2003).

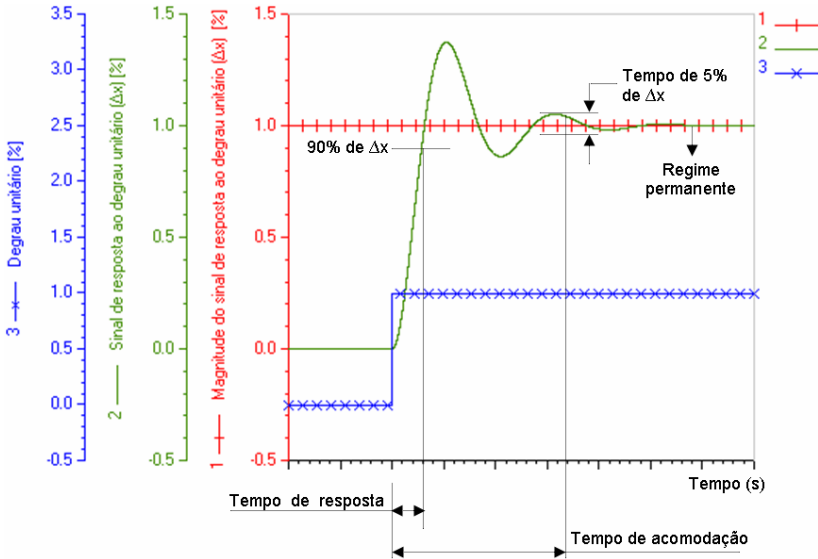


Figura 2.4 – Tempo de resposta de uma válvula ao degrau de entrada conforme especifica a ISO 10770-2.

2.1.1 Princípios Construtivos das Servoválvulas

Dos princípios construtivos desenvolvidos desde o surgimento das servoválvulas, as de um e, principalmente, de dois estágios, estão hoje maciçamente no mercado. Para tal, são acionadas por dispositivos eletromecânicos denominados motor de torque e motor linear, dependendo se o movimento produzido é rotativo ou linear, respectivamente.

Tipicamente, em válvulas de um estágio o motor de torque, ou motor de força, aciona diretamente um carretel deslizante. Nos casos de dois estágios, são empregadas como piloto (1º estágio) válvulas tipo tubo-injetor e, mais comumente, válvulas bocal-palheta (bocal-defletor) (DE NEGRI, 2001). Nas figuras 2.5, 2.6 e 2.7 apresentam-se exemplos característicos de válvulas atuais, da fabricante MOOG, onde se observa o emprego dos princípios construtivos estabelecidos no século XX.

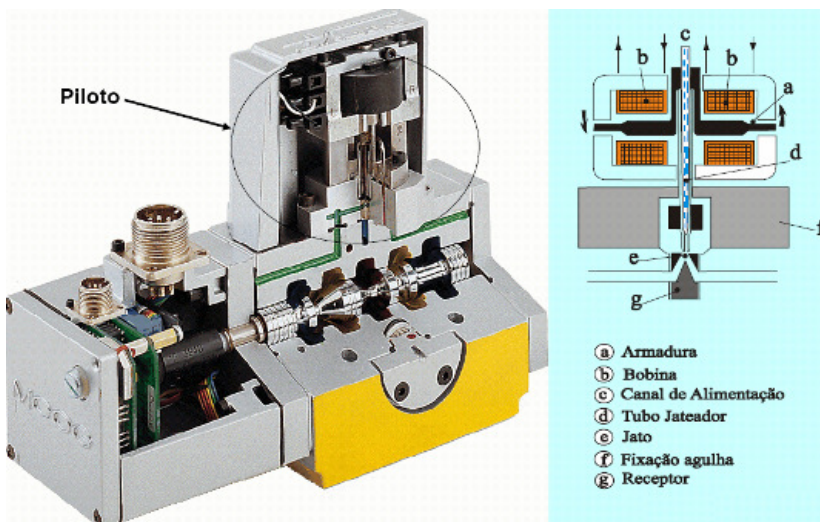


Figura 2.5 – Servoválvula de dois estágios com realimentação elétrica: acionamento por motor de torque, válvula tubo-injetor para 1º estágio (piloto) e válvula carretel para 2º estágio (MOOG, 2002).

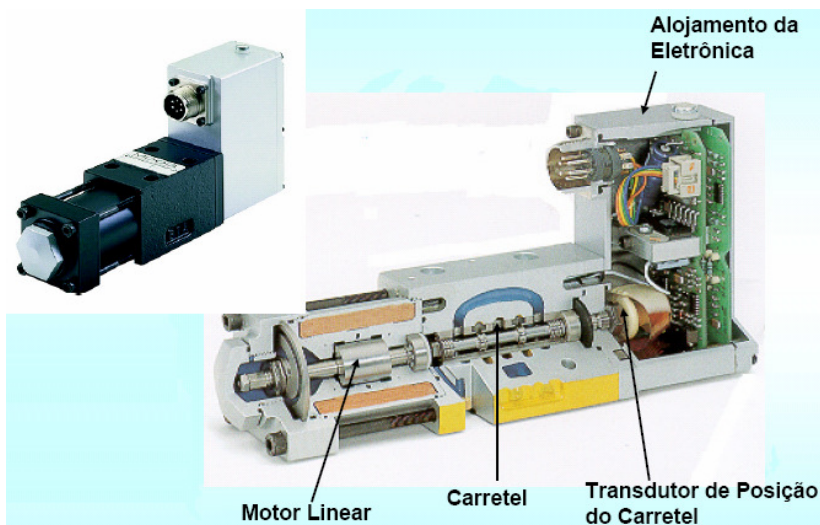


Figura 2.6 – Servoválvula de um estágio com acionamento por motor linear (MOOG, 2002).

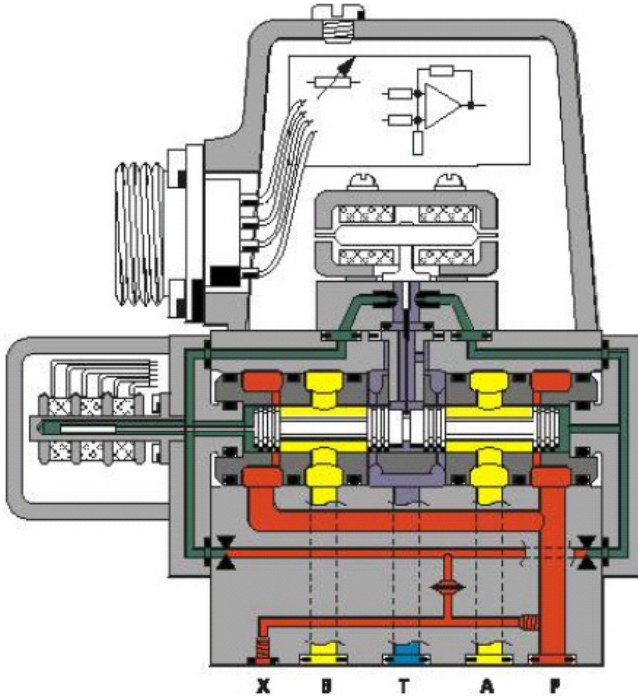


Figura 2.7 – Servoválvula de dois estágios com realimentação elétrica: acionamento por motor de torque, válvula bocal-palheta para 1º estágio (piloto), válvula carretel para 2º estágio (MOOG, 2002).⁶

Destaca-se ainda que, em válvulas de dois estágios são encontrados quatro tipos de realimentação de posição do carretel, quais sejam (DE NEGRI, 1987, MANNESMANN REXROTH, 1986):

- mecânica, empregando uma haste flexível interligando o defletor (piloto bocal-defletor) ou o tubo (em piloto tubo de jato) e o carretel principal;
- barométrica, com centragem do carretel através de molas;
- direta, incorporando a válvula do primeiro estágio no interior do carretel (seguidor hidráulico);
- elétrica, com medição da posição do carretel através de transdutor de deslocamento.

⁶ Em sistemas hidráulicos, conforme De Negri (2002), costuma-se empregar as letras A, B, P, T, x e y para designar as vias (portas) de válvulas. A porta de suprimento de fluido é indicada por P enquanto a de retorno de fluido ao tanque é denominada por T (eventualmente por R).

2.1.2 Princípios Construtivos das Válvulas Direcionais Proporcionais Eletro-Hidráulicas

Diferentemente das servoválvulas, o acionamento das válvulas direcionais proporcionais (VDP) é executado, atualmente, por meio de solenoides proporcionais. De fato, a resposta dinâmica dos solenoides proporcionais frente ao motor de torque e ao motor linear é, geralmente, mais lenta. Na verdade, esta é uma das razões da rápida resposta dinâmica de muitas servoválvulas.

Por outro lado, de acordo com Linsingen (2008), as válvulas direcionais proporcionais são menos rigorosas em termos de tolerância dimensional admitida e, em consequência disso, menos exigentes quanto à contaminação dos fluidos empregados.⁷

Como um primeiro exemplo, a figura 2.8 apresenta uma válvula direcional proporcional de um estágio destinada à aplicação industrial. Sendo que os tradicionais solenoides proporcionais movimentam-se em apenas um sentido⁸, independentemente do sinal da tensão aplicada, as VDP empregam dois solenoides. Um capaz de controlar a vazão nos sentidos $P \rightarrow A$ e $B \rightarrow T$ e outro para controlar a vazão nos sentidos $P \rightarrow B$ e $A \rightarrow T$ (ver figura 2.9).

A fim de se melhorar o desempenho estático e dinâmico das VDP, tem sido incorporada maciçamente a realimentação da posição de elementos internos da válvula juntando-se sensores de posição à válvula e circuitos eletrônicos dedicados instalados em cartelas eletrônicas (DE NEGRI, 2001). Um exemplo típico em que é realizada a realimentação da posição do carretel acionado diretamente por solenoide, garantindo posição proporcional a tensão ou corrente aplicadas, é ilustrado na figura 2.9.

Para finalizar esta seção, a figura 2.10 apresenta um exemplo de válvula direcional proporcional de maior porte. Com vazões superiores a 60 Lpm, geralmente são de dois estágios, sendo o primeiro estágio, o qual é acionado pelo solenoide proporcional, do tipo carretel ou redutora de pressão (MANNESMANN REXROTH, 1986).

⁷ Conforme os anais do FPMC 2008, pode-se observar que essa realidade está evoluindo, sendo que se pode encontrar servoválvulas mais robustas, sem camisa e de resposta dinâmica inferior ao passo que há válvulas direcionais proporcionais com camisa, eletrônica embarcada e rápida resposta.

⁸ Gamble e Tappe (2008) apresentam o desenvolvimento de um solenóide com movimento para dois sentidos. Também, descrevem os esforços de outras pesquisas com o mesmo objetivo.

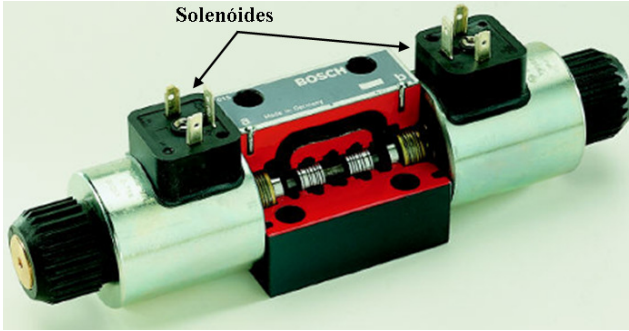


Figura 2.8 – Válvula direcional proporcional de um estágio (MANNESMANN REXROTH, 1986).

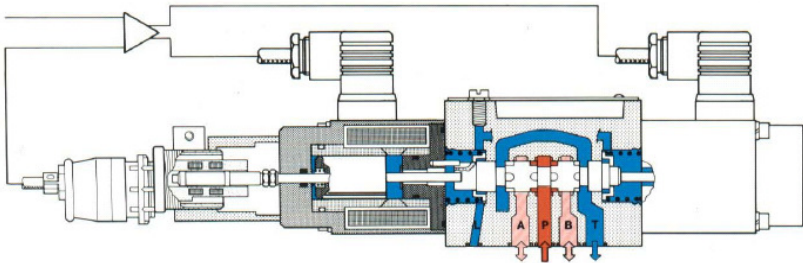


Figura 2.9 – Válvula direcional proporcional de um estágio com realimentação de posição do carretel (BOSCH, 1989).

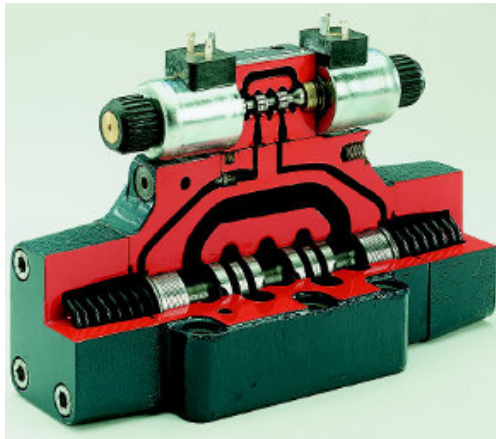


Figura 2.10 – Válvula direcional proporcional de dois estágios (MANNESMANN REXROTH, 1986).

2.2 Inovações em Válvulas de Comando Direto (1 Estágio)

Usualmente, como delineado no item 2.1, as válvulas comandadas diretamente utilizam um solenoide proporcional ou um motor linear para comandar o carretel. Para uma válvula de 4 vias tradicional, essa configuração requer um conjunto de quatro orifícios de controle (*metering edges*) com mesma precisão dimensional para garantir a boa característica estática da válvula (ver figura 2.11).

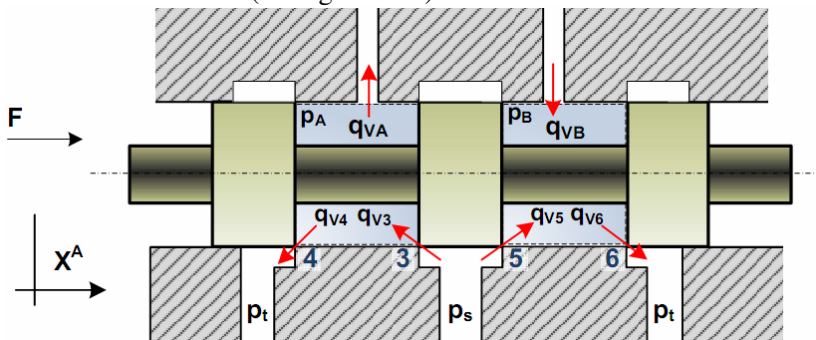


Figura 2.11 – Válvula carretel tradicional de 4 vias com 3 ressaltos: orifícios de controle indicados por 4, 3, 5 e 6 (SZPAK, 2008).

Com o intuito de contornar tal dificuldade, de se atingir esses requisitos de manufatura, a figura 2.12 mostra a vista em corte de um projeto inovador que utiliza quatro orifícios de controle individualmente ajustáveis.

Nessa configuração, o motor de passo gira a haste fazendo com que o corpo central da válvula se mova. Além disso, os quatro carretéis individualmente ajustáveis estão conectados a esse corpo, cada qual provendo um orifício de controle. Ainda, a haste ao lado esquerdo da válvula fornece uma realimentação mecânica do atuador à válvula. Enfim, a utilização do motor de passo no acionamento da válvula se mostra atraente porque evita os problemas de processos de medição eletrônica no controle de posição, sendo que a resolução é de até 0,01 mm por passo neste projeto.

Em um segundo exemplo de inovação, uma válvula de comando direto piezocontrolada⁹ é mostrada na figura 2.13. Nesta válvula, desenvolvi-

⁹ Piezoelectricidade é a habilidade de cristais gerarem uma carga elétrica em resposta a uma tensão mecânica aplicada.

da no IFAS¹⁰, o carretel da válvula possui compensação de força do escoamento para minimizar as forças requeridas pelo piezoacionamento. Toda a eletrônica de controle é integrada no corpo da válvula, utilizando-se dois piezoacionamentos termicamente compensados. Este desenvolvimento mostra que um notável desempenho dinâmico é possível com esta válvula de comando direto, alcançando-se para -90° a frequência de 270 Hz (50% do sinal de entrada).

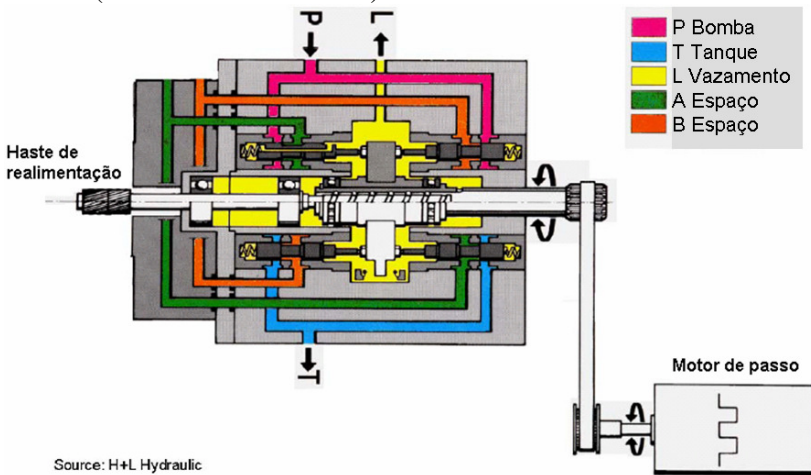


Figura 2.12 – Servoválvula com orifícios de controle individualmente ajustáveis (adaptado de BRANZ, 2001).

Como vantagens, a utilização do piezoacionamento produz elevada dinâmica e alta precisão no posicionamento bem como não requer uma entrada de potência na sustentação de uma posição. Por outro lado, sua pequena força máxima, compensação de temperatura requerida, necessidade de um amplificador de grande potência para operações de elevada dinâmica, falta de robustez e alto preço são desvantagens que ainda inibem seu uso em sistemas hidráulicos.

Como último exemplo de desenvolvimento nesta seção, mostra-se na figura 2.14 a utilização de motores de passo para comandar diretamente um carretel de válvula. Essa válvula, de acordo com Murrenhoff (2003), é empregada em aplicações de hidráulica móbil onde o motor de passo substitui solenoides proporcionais convencionais.

¹⁰ O IFAS (*Institute for Fluid Power Drives and Controls*) é um instituto de hidráulica e pneumática da Universidade de Aachen, Alemanha, de grande reconhecimento internacional.

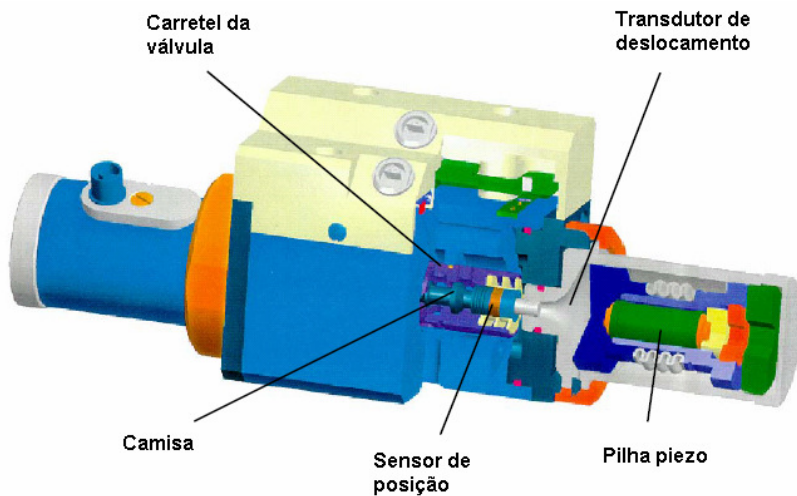


Figura 2.13 – Válvula de acionamento direto piezocontrolada (BAUER e REICHERT, 2005).

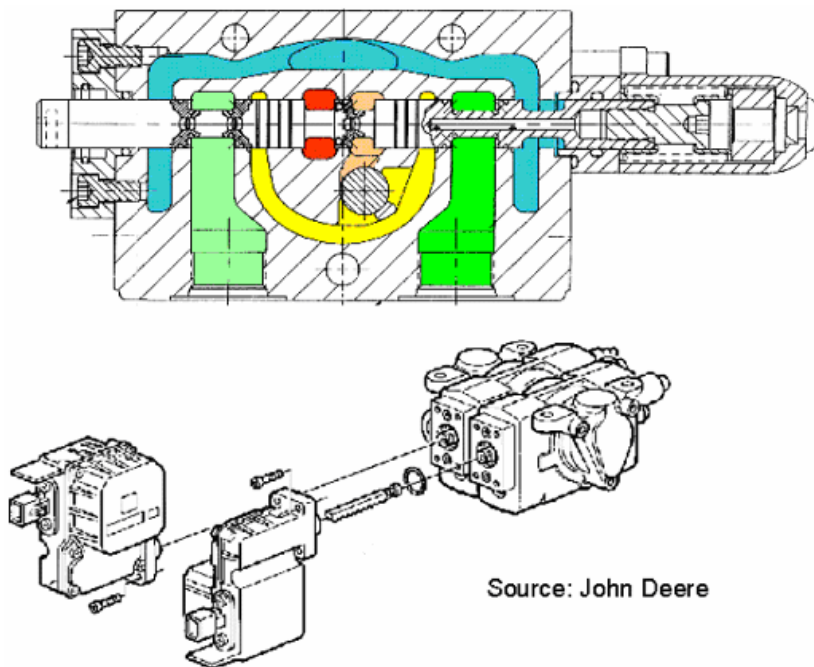


Figura 2.14 – Válvula acionada por motor de passo.

O motor de passo comanda o carretel por uma correia dentada e oferece a vantagem de não requerer um sensor de deslocamento do carretel. Isto é possível porque o motor de passo provê um sistema rígido entre os possíveis passos. A vantagem desse sistema é visível já que a resolução por passo é de 0,124 mm na correia dentada. Também, conforme o princípio de operação do motor de passo, a sustentação de uma posição não requer uma entrada de potência elétrica. Assim, isto faz com que o motor de passo desempenhe um acionamento similar ao do piezocomando, tendo as mesmas vantagens sobre o convencional solenoide proporcional.

2.3 Inovações em Válvulas de Comando com Estágio Piloto (2 ou mais Estágios)

O exemplo a seguir, mostrado na figura 2.15, descreve um estudo do IFAS no desenvolvimento de uma válvula com pilotagem piezoacionada. A válvula consiste de um estágio principal convencional e de um novo estágio piloto. Por sua vez, o estágio piloto é feito de quatro resistores hidráulicos variáveis, cada qual implementado como uma válvula de assento 2/2 piezo-operada. As pressões do estágio piloto, p_{av} e p_{bv} , são modificadas por um deslocamento contínuo das válvulas piloto. O carretel do estágio principal é comandado por essas pressões. Em detalhe, a figura 2.16 ilustra a válvula piloto, onde se pode observar que esta é aberta pelo piezoatuador e fechada por uma mola.

Neste projeto, a utilização dos rápidos piezoatuadores provê características dinâmicas elevadas. Ainda, as múltiplas camadas de piezodiscos executam uma grande força (acima de 2000 N) para uma tensão de alimentação relativamente baixa (160 V). Uma ativação elétrica separada de cada piezoatuador e, conseqüentemente, um acionamento independente das válvulas piloto, proporciona o ajuste da amplificação do estágio piloto por parte do usuário. Dessa forma, este conceito é muito flexível quanto ao desempenho. A histerese¹¹ ferroelétrica dos piezoatuadores são minimizadas pelo controle de corrente ou carga, o que elimina a malha adicional de controle de posição dos atuadores.

¹¹ Histerese é definida pela diferença entre as saídas obtidas a partir de um mesmo valor do sinal de entrada, quando uma variação completa do sinal de entrada é realizada (DE NEGRI, 1999).

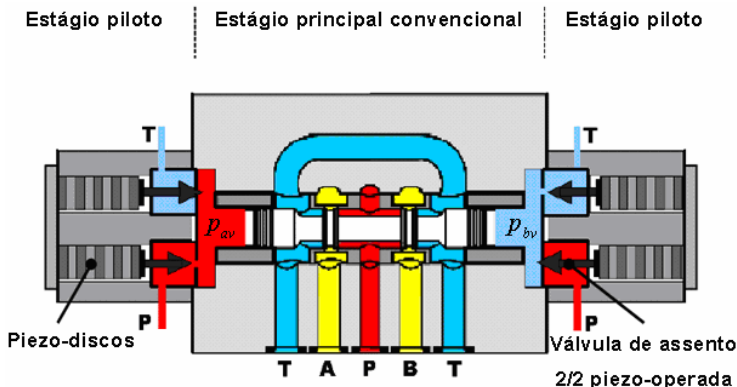


Figura 2.15 – Válvula piezoacionada com quatro resistores ajustáveis (BAUER; REICHERT, 2005).

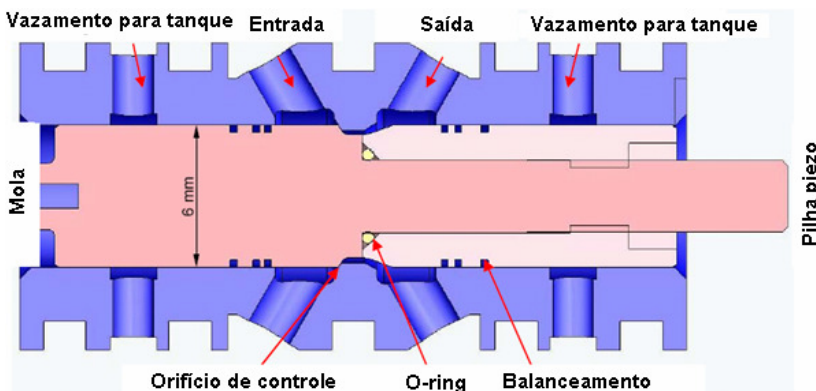


Figura 2.16 – Válvula piloto com piezocomando (BAUER; REICHERT, 2005).

Quanto ao seu desempenho estático, exibido na figura 2.17, a mesma possui uma resposta linear na relação entre o sinal de referência e o sinal relativo à posição do carter do estágio principal (gráfico superior). Ainda, pode-se constatar nesta mesma figura (gráfico inferior), a sua baixa histerese para os valores de vazão e pressão. Por fim, segundo Reichert (2006), a válvula possui um tempo de resposta inferior a 3,3 ms e uma frequência de 250 Hz para -90° (com 90% do sinal de entrada).

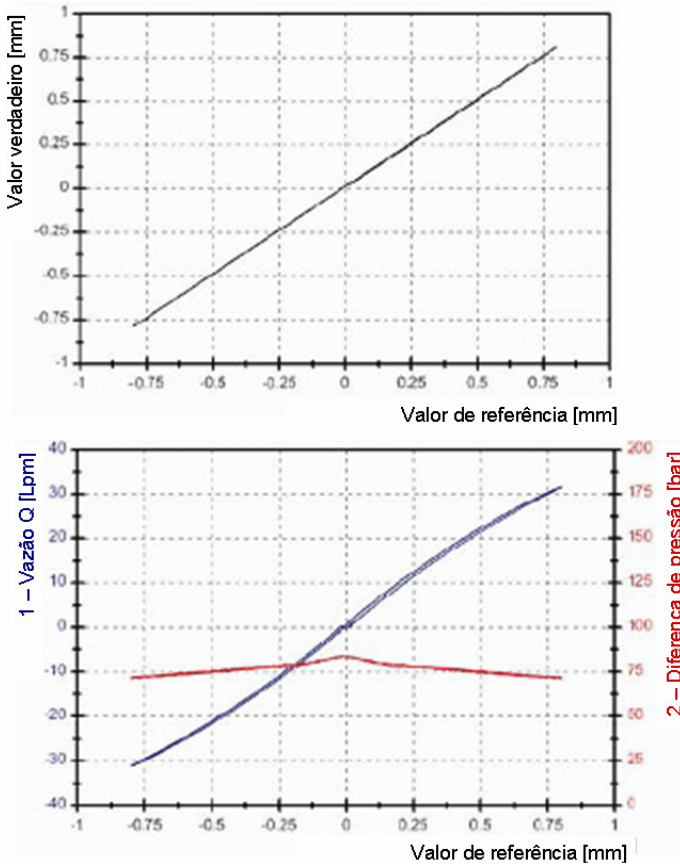


Figura 2.17 – Desempenho estático da válvula com pilotagem piezoacionada, adaptado de Reichert (2006).

Um outro exemplo, com bom desempenho e um menor custo, é de uma válvula cartucho pilotada. Essa válvula controladora de vazão, exibida na figura 2.18, é baseada em um amplificador de vazão com realimentação interna barométrica. Chamada *Valvistor (valve+transistor)*, pelo fabricante Vickers, sua configuração pode ser de um estágio ou pilotada. O corpo do cartucho incorpora um orifício utilizado para a realimentação barométrica, o que elimina a necessidade de se utilizar um sensor de posição.

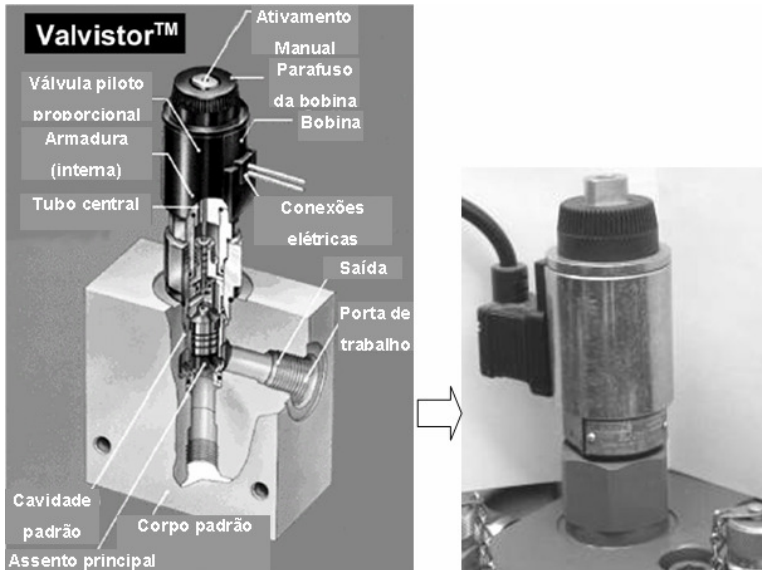


Figura 2.18 – Válvula cartucho com realimentação barométrica da Vic-tors (Valvistor), modelo EPV-16 (PRASETIWAN *et al.*, 2001).

De acordo com Prasetiawan *et al.* (2001), utilizando um sinal de tensão controlada, PWM¹², a válvula piloto regula uma vazão relativamente pequena no circuito piloto. Conforme a figura 2.19, a vazão piloto (q_p) gera uma diferença de pressão ($p_a - p_p$) sobre o assento principal (*main poppet*) (m_m), que conseqüentemente causa seu movimento. A posição do assento principal (x_m) determina a abertura do orifício principal bem como a vazão principal (q_1) da entrada *a* para a saída *b*. O movimento também modifica um orifício variável da abertura longitudinal no assento, o qual age como uma realimentação da posição (x_m) para afetar a pressão piloto (p_p). O desempenho dinâmico típico dessa válvula é de uma frequência de 100 Hz para -90° , podendo operar até 160 Lpm.

Como último exemplo desta seção, tem-se na figura 2.20 a ilustração do esquema de uma válvula piloto operada por alívio de pressão. A ideia inovadora desta válvula consiste em evitar os conhecidos picos de pressão dos projetos convencionais. Para tanto, quando a pressão do sistema ex-

¹² A modulação por largura de pulso (MLP), mais conhecida pela sigla em inglês “PWM”, de um sinal ou em fontes de alimentação envolve a modulação de sua razão cíclica (*duty cycle*) para transportar qualquer informação sobre um canal de comunicação ou controlar o valor da alimentação entregue à carga.

cede o valor ajustado inicialmente, o qual permite a abertura da válvula, a vazão piloto carrega a câmara de pilotagem fazendo com que a pré-carga na mola seja aumentada até que se alcance o correto valor da pressão ajustada.

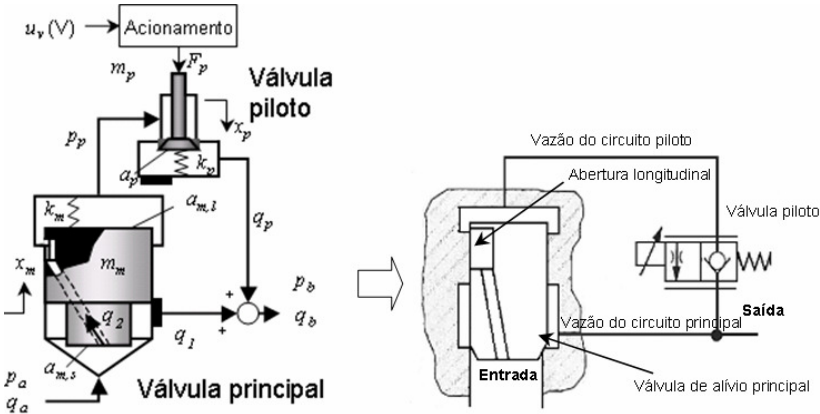


Figura 2.19 – Esquema da válvula eletroproporcional Valvistor (PRASETIWAN *et al.*, 2001).

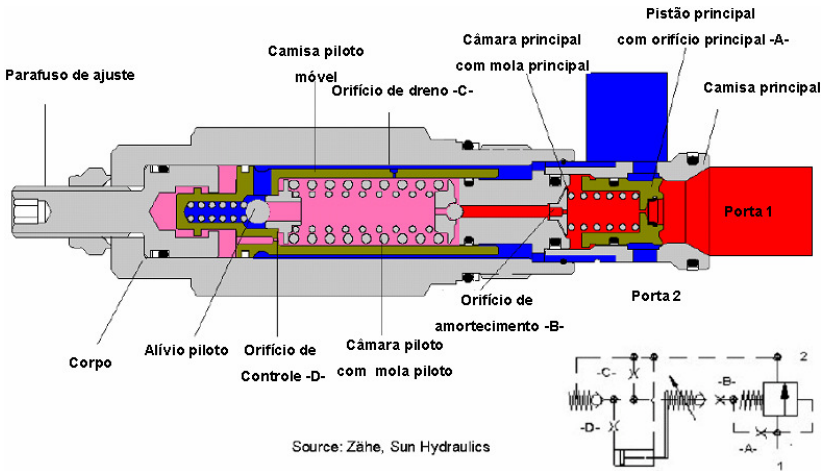


Figura 2.20 – Válvula piloto operada por alívio de pressão (MURRENHOFF, 2002).

Com isto, o tempo de resposta é de aproximadamente 300 ms. Nesse tempo, a válvula se comporta como um elemento de amortecimento adicional no circuito hidráulico por causa do vazamento que ocorre.

Assim, esse projeto se caracteriza por oferecer uma rampa de pressão que permite acelerar cargas de modo suave, diferentemente das válvulas típicas que apresentam uma elevação de pressão excessiva seguidas por um pico. Assim, evita-se uma excitação desnecessária da carga e, com isto, os impactos negativos do ruído e das tensões mecânicas no sistema.

2.4 Inovações em Válvulas por Meio de Eletrônica Integrada

Uma tendência no desenvolvimento de válvulas proporcionais e servoválvulas recai na integração da eletrônica na válvula. A eletrônica digital é caracterizada por circuitos integrados com processadores poderosos para o desempenho da inteligência descentralizada em nível de componente. Segundo LENZ (2003), em um sistema descentralizado/distribuído, as tarefas de um subsistema são atribuídas aos dispositivos locais, sendo que a complexidade e o poder de processamento requerido pelo dispositivo de controle principal podem ser reduzidos substancialmente. Com isto, diversas válvulas pertencentes a um sistema hidráulico, assim como outros componentes do sistema como um todo, podem ser controlados e/ou monitorados mais facilmente, sendo que as informações relacionadas a cada componente ficam disponíveis na rede que os conecta aos respectivos controladores. De tal forma, os exemplos a seguir pretendem dar alguma percepção destes desenvolvimentos.

Na figura 2.21, é exibida a válvula direcional proporcional com eletrônica integrada e transdutor de posição Hall¹³ desenvolvida pela HYDRUS/REIVAX em parceria com o LASHIP. Seu sistema eletrônico de processamento digital é composto por duas placas eletrônicas.

Uma placa eletrônica abriga um processador DSP de 40 MIPS (40 milhões de instruções por segundo). Contando com oito entradas analógicas de 10 bits de resolução, os sinais analógicos são filtrados e condicionados para serem então processados pelo DSP. Ainda, possui 16 saídas

¹³ Um transdutor de efeito Hall varia sua tensão de saída em resposta a modificações na densidade do campo magnético. Com um campo magnético conhecido, sua distância à placa Hall pode ser determinada.

moduladas por largura de pulso (PWM) e 40 portas de entrada/saída digitais individualmente programáveis.

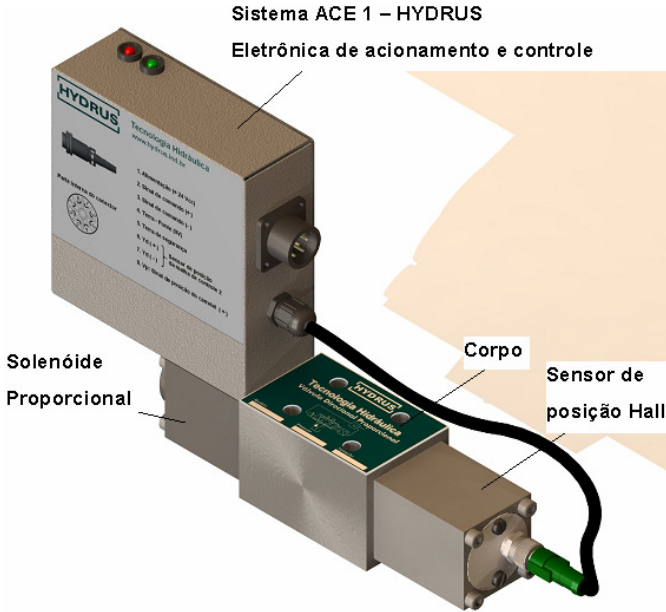


Figura 2.21 – Válvula Direcional Proporcional com eletrônica integrada, modelo HDR 01DP.

Assim, seu controlador pode controlar várias topologias de sistemas hidráulicos tais como: controle de posição do carretel de válvulas proporcionais, controle de posição de cilindro hidráulico, controle de velocidade de motores hidráulicos, válvulas distribuidoras etc. É possível realimentar até oito sinais diferentes como, por exemplo: sinal de posição de LVDT, sinal de posição por efeito Hall, sinal de referência externa etc. O programa pode conter malhas de controle do tipo PID, os protocolos de comunicação, as configurações das portas digitais, avisos de falhas; enfim, a programação é feita para atender aos requisitos de cada utilização projetada.

Quanto às características dinâmicas desta válvula, possui um tempo de resposta de 30 ms para um degrau de 100%.

De modo equivalente, a figura 2.22 mostra uma vista em corte de uma servoválvula de comando direto, fabricada pela MOOG, utilizando um motor de força linear como o conversor eletromecânico. Um LVDT é

utilizado para medir a posição ao passo que transdutores de pressão estão incorporados para as funções de controle de pressão. Dessa forma, o DSP combinado a estes transdutores de pressão é responsável por manejar e controlar os algoritmos para fechar as malhas de controle de posição e pressão. Interfaces analógicas e digitais permitem a comunicação para fonte de alimentação e transdutor.

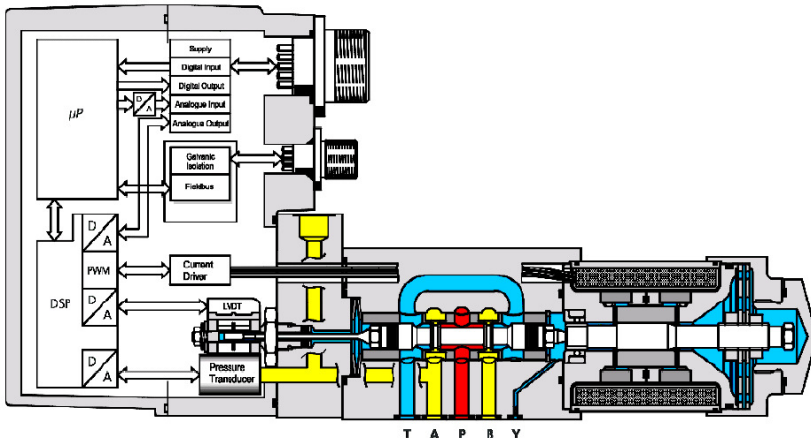


Figura 2.22 – Válvula de comando direto com eletrônica integrada (BOES *et al.*, 2003).

Como se pode observar na figura 2.23, os desempenhos dinâmico e estático desta válvula, que permite a utilização da interface CANopen¹⁴, são comparáveis aos de válvulas analógicas.

Com isso, as vantagens destas válvulas podem ser resumidas em:

- aumento na flexibilidade e diminuição das variantes do produto pela possibilidade de mudanças dos ganhos e dos parâmetros da válvula via entrada fieldbus;
- aumento das funções de possibilidades de manutenção e de funções de monitoramento;
- no caso de um ambiente sem fieldbus, a válvula pode ser comandada no modo analógico.

¹⁴ CANopen é um protocolo que define como equipamentos trocam dados entre si em uma rede industrial (*fieldbus*).

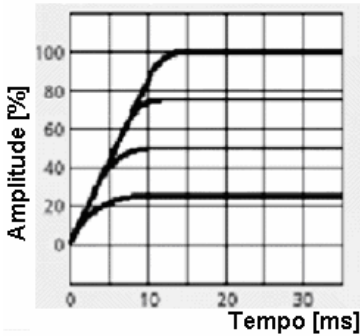
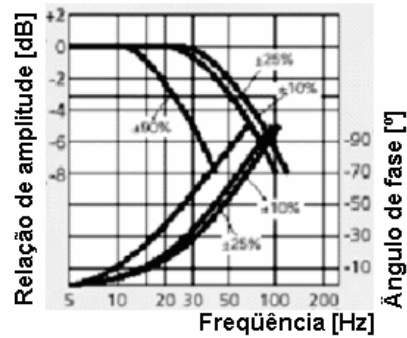
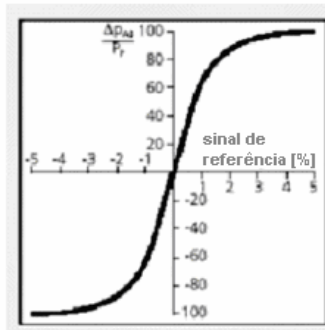
Resposta ao degrau**Resposta em frequência****Ganho de pressão**

Figura 2.23 – Desempenho estático e dinâmico de uma válvula de comando direto com eletrônica integrada.

Um último exemplo vem da hidráulica móbil, onde válvulas da Bosch-Rexroth, como a indicada na figura 2.24, são utilizadas em tratores para controlar os dispositivos de carregamento em um controle combinado de posição e força. A função de levantamento é obtida por uma válvula carretel pilotada em série com um compensador de pressão, como mostra a figura 2.25.

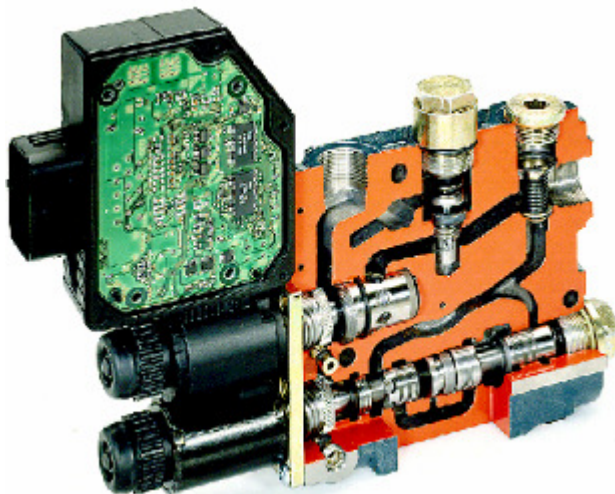


Figura 2.24 – Válvula proporcional com eletrônica integrada para aplicações de agricultura (KEMPER, 1996).

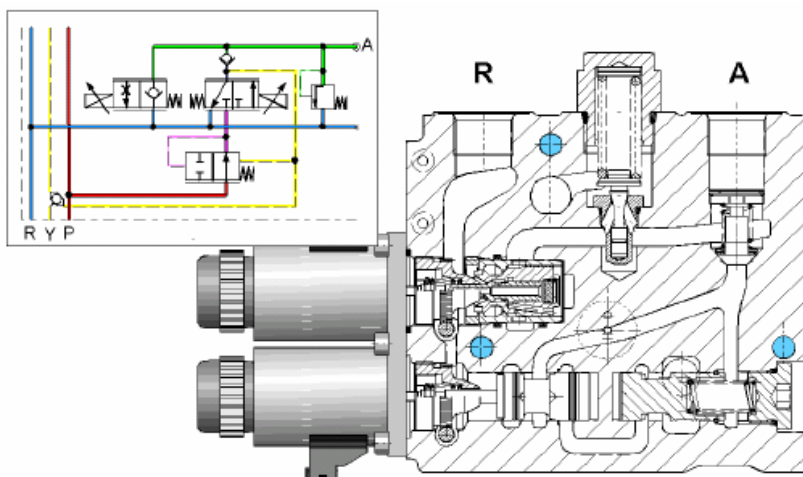


Figura 2.25 – Vista em corte e circuito da válvula (KEMPER, 1996).

2.5 Inovações em Válvulas por Meio de Outros Princípios

O exemplo da figura 2.26 exibe um conceito diferente de válvula. Nesta concepção, um fluido eletorreológico é utilizado como meio de transmissão de pressão. De acordo com Murrenhoff (2002), esse fluido modifica seu comportamento quando um campo elétrico é aplicado. Neste caso, a tensão cisalhante do fluido aumenta proporcionalmente com a força do campo, emulando uma mudança na viscosidade. Dessa forma, essa relação proporcional pode ser utilizada para projetar servoválvulas sem a utilização de orifícios de controle e, por conseguinte, sem a necessidade de posicionamento de partes móveis.

Para tanto, segundo Zaun (2004), a pressão p_1 aumenta enquanto a pressão p_2 diminui quando as válvulas 1A e 2B, indicadas na figura 2.26, são ativadas. Esta diferença de pressão ocasiona o movimento do cilindro para a direita. De outro modo, o acionamento das válvulas 1B e 2A provoca o movimento oposto.

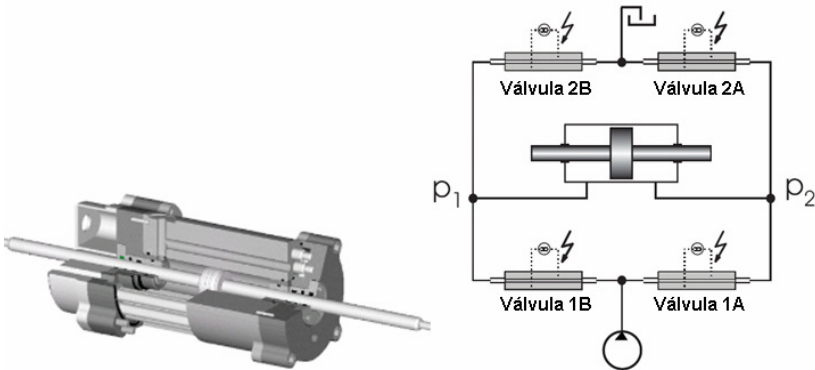


Figura 2.26 – Servoválvulas e atuador utilizando fluido eletorreológico (MURRENHOFF, 2002; ZAUN, 2004).

Quanto ao seu comportamento, a característica de pressão-vazão estática com uma sobreposição positiva programada é exibida na figura 2.27. Conforme Murrenhoff (2002), esta é uma vantagem das válvulas ER (eletorreológicas), que não requerem quaisquer ajustes de hardware para modificar a condição de recobrimento. No que tange ao desempenho dinâmico, uma vantagem da dinâmica do efeito ER é a possibilidade de seu emprego em servoacionamentos hidráulicos de resposta rápida, onde se consegue alcançar uma frequência de 400 Hz quando se utiliza um controle em malha fechada.

Por fim, Zaun (2004) relata que algumas aplicações com esse princípio foram examinadas, por anos, em uma bancada de testes localizada no IFAS. Com isto, desenvolveram um processo de projeto para dimensionamento de cilindros comandados por válvulas ER, que o autor acredita ser capaz de sustentar o transporte da tecnologia ER do ambiente de testes para o emprego industrial. Além disso, espera que o longo tempo requerido para se alcançar a elevada tensão nos amplificadores que acionam as válvulas, limitação encontrada no comportamento dinâmico das aplicações, seja aprimorado pelos recentes desenvolvimentos no campo dos componentes elétricos.

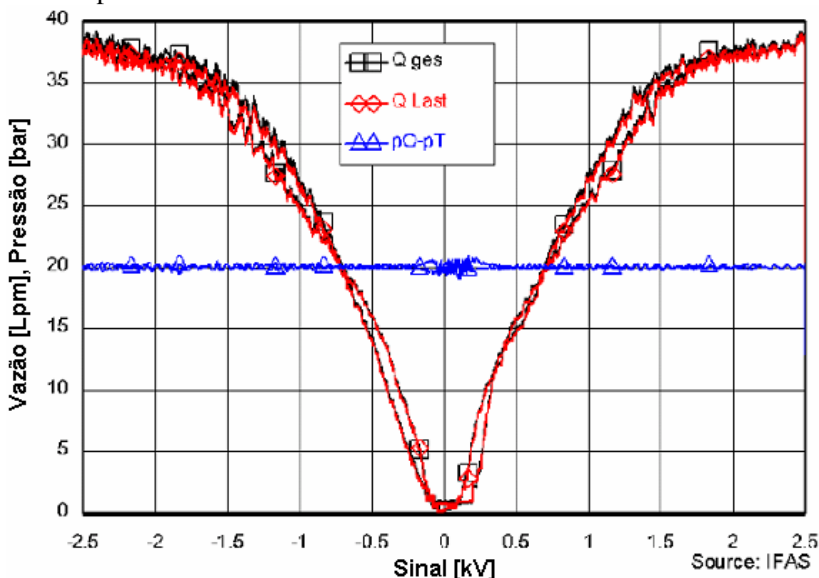


Figura 2.27 – Pressão e vazão característica para sobreposição positiva (MURRENHOFF, 2002).

Outra alternativa para o controle em sistemas hidráulicos é fundamentada em explorar os efeitos de inércia e compressibilidade do fluido ou, em termos genéricos, a inércia e a capacitância do sistema. No final da década de 1980 este princípio foi explorado na Lehigh University – USA (BROWN, 1987; BROWN *et al.*, 1988) onde o aspecto de melhoria de eficiência energética e a ampliação da largura de banda de sistemas de controle em malha fechada era o principal aspecto em análise. Nesse projeto, ocorre uma modulação da vazão/pressão por largura de

pulso decorrente da relação tempo aberto/tempo fechado¹⁵ de orifícios de áreas variáveis. Conforme pode ser observado na figura 2.28, um elemento de controle em conjunto com o estator ajusta a razão cíclica da modulação, fazendo com que a vazão média na saída da válvula varie de acordo com o valor desta razão. Por sua vez, o rotor, que é acionado por um motor, trabalha em uma velocidade ótima para que a modulação ocorra, conforme os estudos dos referidos autores.

Elemento de controle acionado por motor-de-passo ($\pm 30^\circ$)

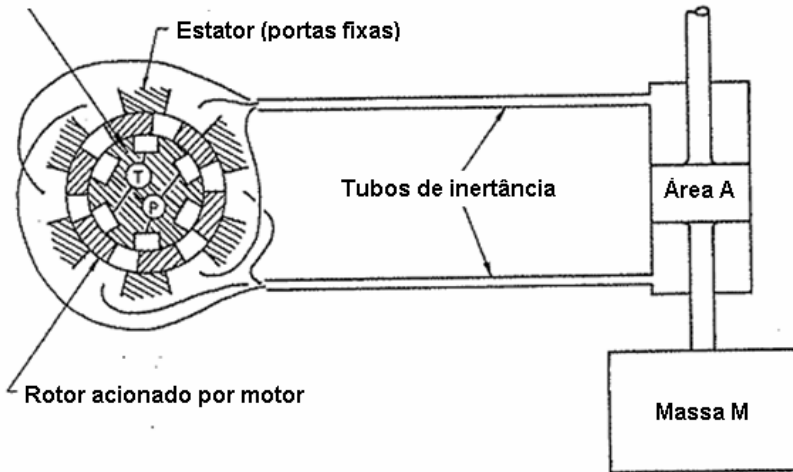


Figura 2.28 – Conceito de uma válvula de quatro vias rotativa (BROWN *et al.*, 1988).

Mais recentemente, a publicação de Tu *et al.* (2007) demonstra que o interesse pelo emprego da modulação PWM no controle de vazão/pressão em válvulas hidráulicas ainda persiste. O protótipo da válvula de três vias ilustrado na figura 2.29 não necessita do acionamento externo para que seu rotor gire, sendo este decorrente da própria quantidade de movimento do fluido, tal como um motor hidráulico. A razão cíclica é modificada com o deslocamento axial do carretel, o qual é realizado por um motor de corrente contínua (DC). Enfim, esse projeto é dimensionado para alcançar uma vazão de até 40 Lpm com um diferencial de pressão de 70 bar.

¹⁵ Esta relação é chamada de razão cíclica (*duty cycle* ou *duty ratio*).

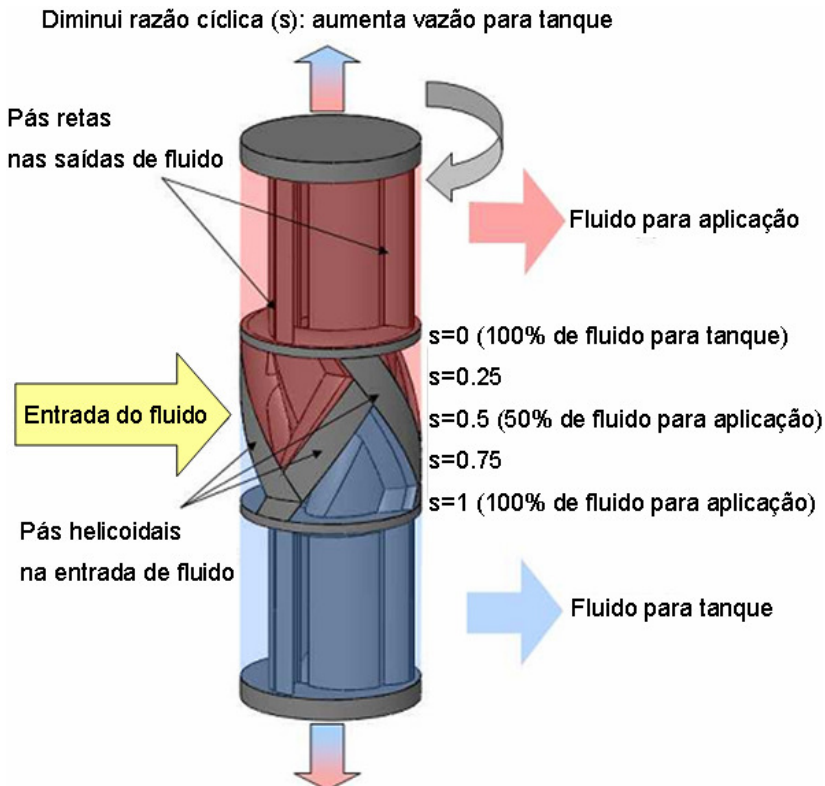


Figura 2.29 – Válvula de 3 vias com carter rotativo (TU *et al.*, 2007).

2.6 Considerações Finais

Frente aos diferentes arranjos em válvulas hidráulicas delineadas no presente capítulo, os projetos expostos na seção 2.5 demonstram o interesse por concepções alternativas não-convencionais. Diante disto, o capítulo seguinte apresenta o conceito da VRI, cujo princípio de funcionamento é alvo de investigação neste trabalho.

CAPÍTULO 3

ESTUDOS PRELIMINARES DA VÁLVULA ROTATIVA INERCIAL

Este capítulo descreve os estudos preliminares, anteriores a este trabalho, realizados a fim de se ponderar sobre a possibilidade do controle de vazão de fluido através do efeito inercial do fluido.

O funcionamento da VRI é, aqui, esclarecido passo a passo. Para isso, as figuras da seção 3.2 ilustram os fenômenos que se sucedem, os quais estão fundamentados no capítulo 4. Posteriormente, os ensaios preliminares com o protótipo físico da VRI são apresentados.

3.1 Conceito da Válvula Rotativa Inercial

Segundo De Negri (2004), essa concepção difere substancialmente das soluções existentes por controlar a vazão de fluido sem requerer o posicionamento de partes móveis para promover a abertura de orifícios de passagem de fluido, e sim pelo controle da velocidade com que os orifícios de passagem são abertos.

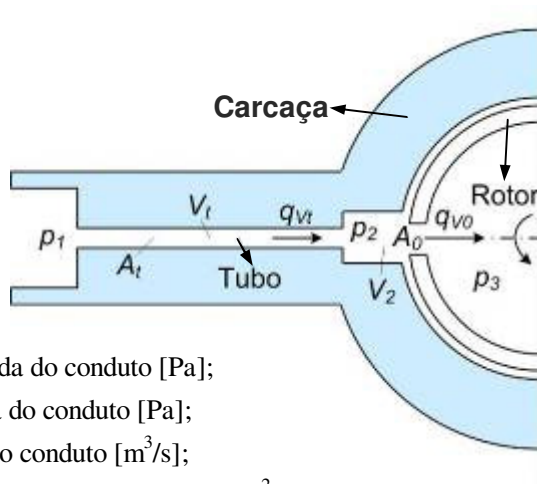
Como ponto de partida, considera-se a VRI composta de um rotor e de uma câmara (V_2) antecedente ao interior da válvula, conforme elucida a figura 3.1. Com o intuito de facilitar a compreensão do conceito, assume-se que o rotor possua apenas um orifício radial¹⁶. Assim sendo, nesta configuração, têm-se dois orifícios circulares a serem alinhados para que haja a passagem do fluido pela área variável A_0 . O primeiro se refere à área transversal do duto enquanto o segundo à área do orifício radial do rotor.

A abertura e o fechamento da área de passagem do fluido, cuja velocidade é proporcional à velocidade do rotor, é ilustrada na figura 3.2. Por sua vez, o cálculo dessa área é realizado conforme Merritt (1967), que considera a formação da mesma pelo encontro de um orifício circular com um quadrangular, tal como exibida na figura 3.3.

Nesse cenário, o princípio funcional da VRI consiste na alteração da vazão do fluido por um orifício de área variável. Ou seja, de acordo com De Negri e Climaco (2004), as massas de fluido existentes a montante do orifício deverão ser aceleradas quando sua área for aumentada e desace-

¹⁶ O primeiro protótipo da VRI conta com 4 orifícios radiais, como mostra a seção 3.2 .

leradas quando for reduzida, de tal modo que ocorra a alteração na velocidade, e vazão, do fluido.



Legenda:

p_1 = pressão na entrada do conduto [Pa];

p_2 = pressão na saída do conduto [Pa];

q_{vt} = vazão através do conduto [m^3/s];

A_t = área da seção transversal do conduto [m^2];

V_t = volume do conduto [m^3];

A_0 = área do orifício variável [m^2];

q_{v0} = vazão na saída do orifício variável [m^3/s];

V_2 = volume da câmara anterior ao orifício variável [m^3];

p_3 = pressão no interior do rotor [Pa].

Figura 3.1 – Área variável do orifício de passagem do fluido na VRI (DE NEGRI; CLIMACO, 2004).

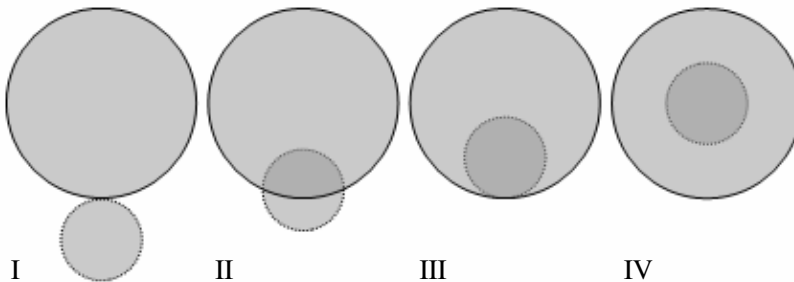


Figura 3.2 – Orifícios gradualmente se alinhando de I (desalinhados) para IV (completamente alinhados).

Ainda de acordo com seu princípio funcional, considerando um dado intervalo de tempo correspondente a um ciclo completo de operação, o

período durante o qual o orifício está aberto relaciona-se diretamente com o valor da vazão média através do orifício.

Dessa maneira, o controle da vazão poderá ser efetivado tendo-se apenas o efeito sobre o volume de fluido a montante do orifício de controle. Conforme DE NEGRI (2004), com a instalação do tubo a jusante do orifício também é possível alcançar o mesmo efeito.

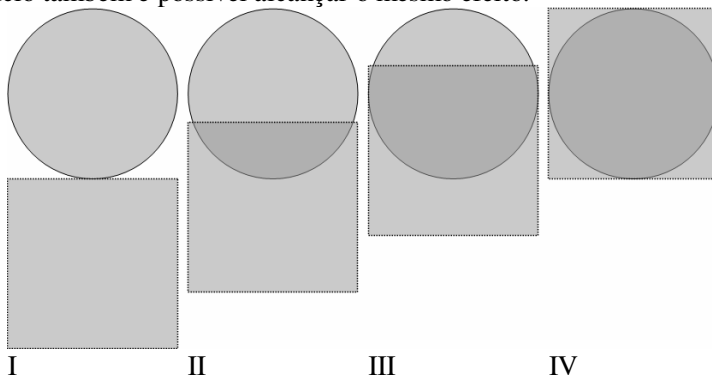


Figura 3.3 – Orifícios gradualmente se alinhando de I (desalinhados) para IV (completamente alinhados) conforme Merritt (1967).

3.2 Protótipo da Válvula Rotativa Inercial

A partir de informações obtidas através da simulação de uma modelagem preliminar, exibida na próxima seção, De Negri e Climaco (2004) obtiveram uma concepção de válvula rotativa a fim de se avaliar a viabilidade do desenvolvimento de arranjos construtivos. Essa concepção consolidou-se em um protótipo¹⁷, o qual é apresentado a seguir por seus principais componentes bem como suas características e formas geométricas finais. Para tanto, tal apresentação referencia a vista explodida com seus respectivos principais componentes evidenciados na figura 3.4¹⁸.

Primeiramente, segundo a figura 3.5, o fluido é fornecido à válvula pelos condutos E1, E2, E3 e E4 simultaneamente. Depois, como exhibe a

¹⁷ O desenvolvimento inicial e a patente da válvula ocorreram no âmbito do convênio FINEP: 01.02.0031-00 - FNDCT / CT - ENERG com interveniência/co-financiamento da empresa Reivax SA Automação e Controle.

¹⁸ Devido à concepção desta válvula houve a necessidade de um sistema de acionamento, que nada mais é que um motor acoplado ao eixo do rotor.

figura 3.6, o fluido escoá para o interior do rotor quando os orifícios radiais deste se alinham aos da carcaça.

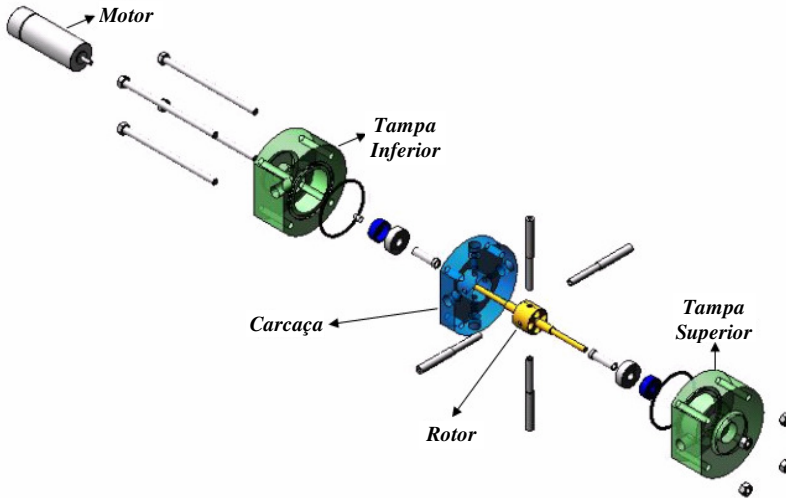


Figura 3.4 – Componentes do protótipo da Válvula Rotativa Inercial em vista explodida.

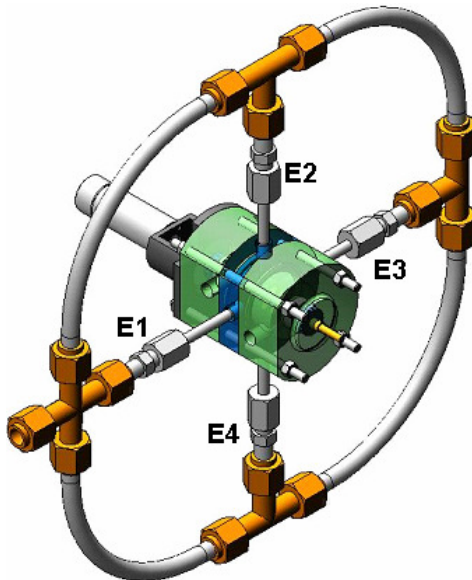


Figura 3.5 – Vista colapsada da VRI e seus condutos de entrada.

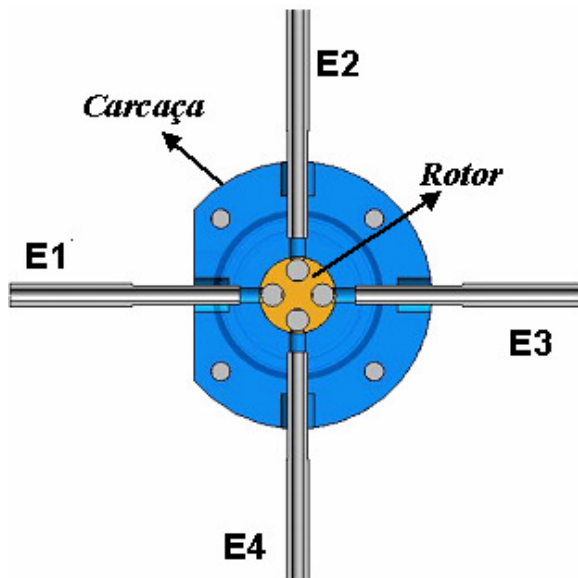


Figura 3.6 – Alinhamento dos orifícios radiais da VRI.

Para tanto, o rotor, bem como a carcaça, possui quatro orifícios radiais para a entrada do fluido em seu interior (ver figura 3.7). Ainda, o rotor possui quatro orifícios axiais para a distribuição do fluido às tampas.

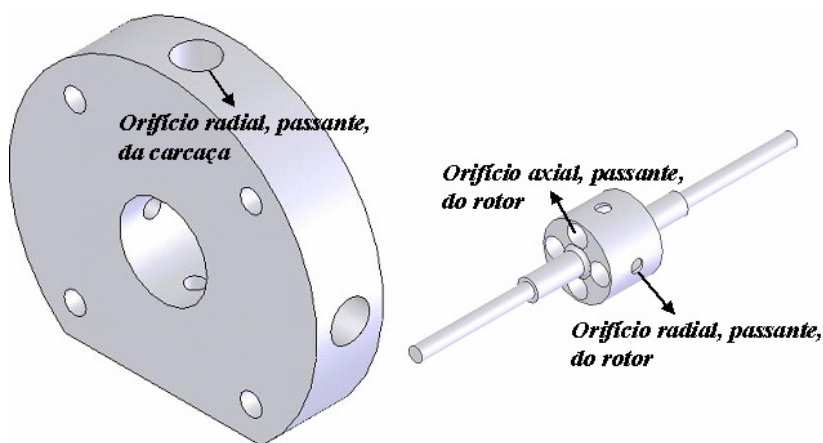


Figura 3.7 – Orifícios radiais e axiais da VRI.

Logo, conforme a figura 3.8, o fluido escoo para as câmaras interiores das tampas através dos quatro orifícios axiais do rotor. Por fim, cada tampa possui um orifício para que o fluido deixe as câmaras e, por consequência, a válvula (ver figura 3.5 e figura 3.9).

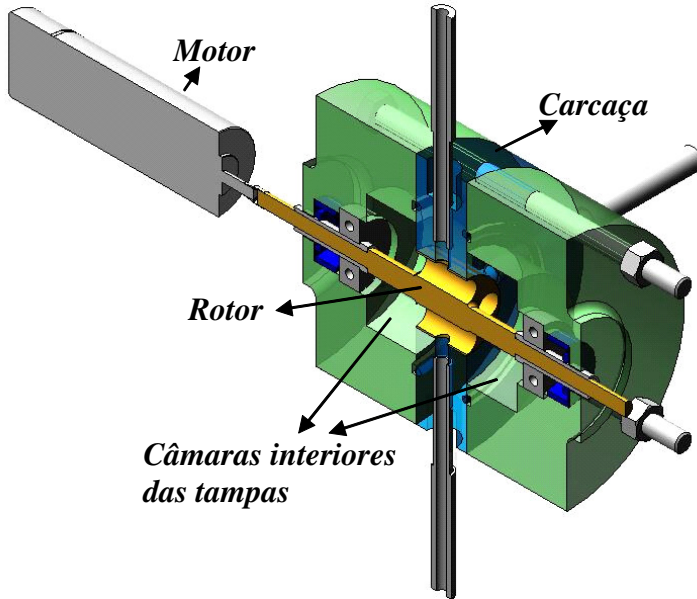


Figura 3.8 – Câmaras interiores das tampas da VRI.

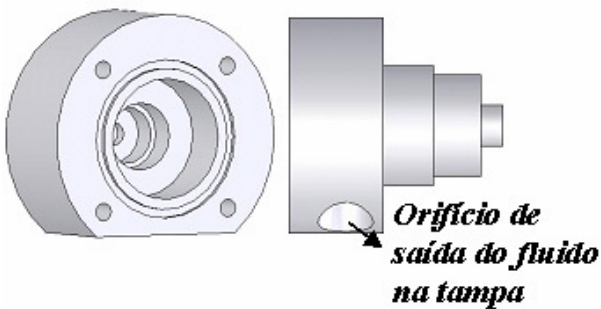


Figura 3.9 – Orifícios de saída do fluido da VRI.

3.3 Modelagem da Válvula Rotativa Inercial

A modelagem preliminar da VRI foi implementada em MATLAB[®], como mostra o Apêndice 3. Para tanto, De Negri e Climaco (2004) consideraram o esquema mostrado na figura 3.1, onde a VRI é representada pelo duto de entrada, câmara e orifício variável. Ao mesmo tempo, assumiram que a válvula constitui-se de quatro dutos e quatro orifícios como indicado na figura 3.4.

Assim, de acordo com as equações apresentadas em De Negri e Climaco (2004), a modelagem dos dutos foi realizada com base no modelo elástico, o qual considera o efeito de compressibilidade do fluido como descrito na seção 4.6. Por sua vez, os orifícios variáveis foram modelados como válvulas a jusante dos dutos, sendo suas equações implementadas conforme expõe a seção 4.8.

Com isto, mesmo se apresentando como um modelo simplificado¹⁹, serviu como base para a fabricação do primeiro protótipo da válvula. Como ilustra a figura 3.10, cuja nomenclatura das variáveis segue a especificada na figura 3.1, simulações foram realizadas para uma vasta faixa de parâmetros de interesse²⁰.

Nesse contexto, o fato que se verifica é a queda de vazão de fluido, indicada por q_{v0} na figura 3.10, com o aumento da frequência rotacional do motor devido à inércia do fluido. Assim, a vazão é máxima para baixas frequências e próxima de zero para altas frequências, como se observa nos dados da figura 3.11. Ou seja, devido, principalmente, à inércia do fluido, não há tempo suficiente para que este escoe quando o rotor gira em altas velocidades rotacionais.

Em linhas gerais, De Negri e Climaco (2004) concluem que o modelo teórico do comportamento da válvula rotativa apresentou como saída as seguintes respostas:

- quanto maior a relação comprimento/área do duto à jusante dos orifícios de controle, maior é o efeito inercial;
- frequência rotacional e vazão na válvula são grandezas inversamente proporcionais, conforme o esperado.

¹⁹ A expressão “modelo simplificado” provém do fato de que a tubulação não foi particionada e seu fator de atrito foi considerado constante.

²⁰ Estes parâmetros incluem diâmetro do rotor, comprimento e diâmetro do duto de entrada, frequência do motor, entre outros.

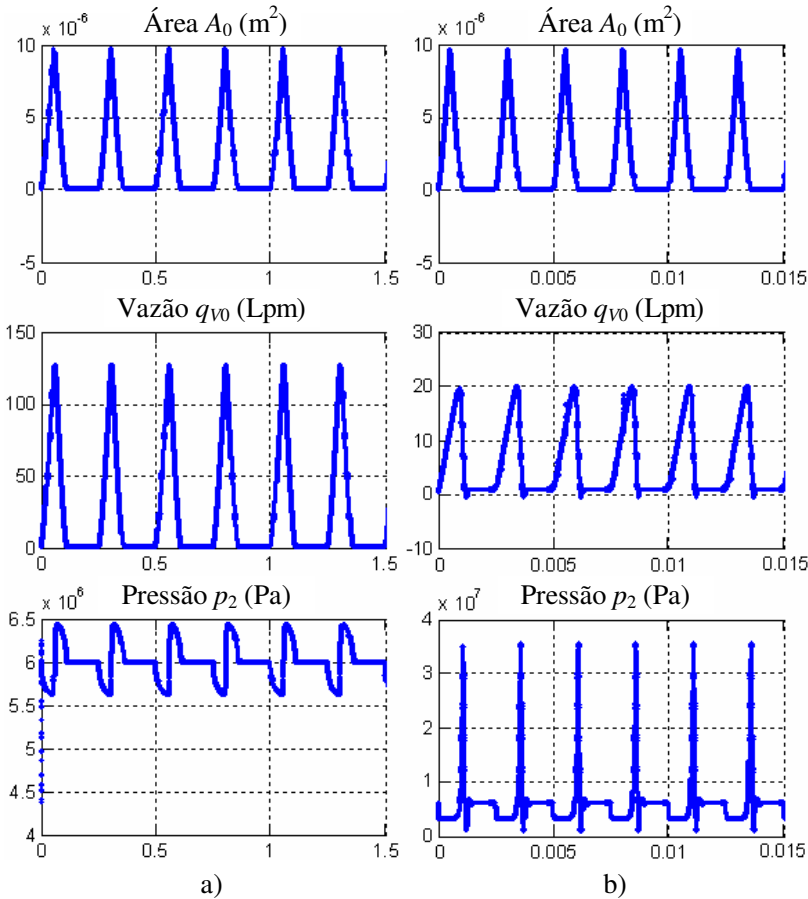


Figura 3.10 – Simulação para 4 furos no rotor, 4 furos na carcaça, 3,5 mm de diâmetro do orifício radial do rotor: a) frequência rotacional de 1 Hz do motor; b) frequência rotacional de 100 Hz do motor.

Enfim, como delineado no capítulo 7, essas duas afirmações levam a um dimensionamento dos tubos inerciais, anteriores aos orifícios de controle. Para aplicações, o dimensionamento desses condutos implica não somente em questões de desempenho do controle de vazão na VRI como também na viabilidade do emprego prático dessa válvula no que tange ao espaço físico requerido pelo seu projeto.

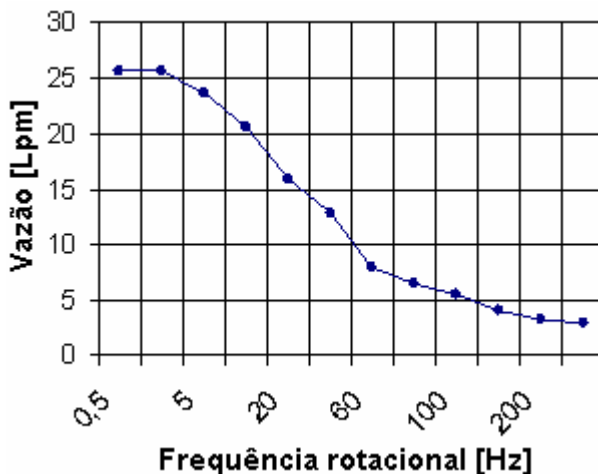


Figura 3.11 – Queda de vazão de fluido na saída da VRI com o aumento da frequência rotacional do motor.

3.4 Ensaios da Válvula Rotativa Inercial

Após a fabricação do primeiro protótipo da válvula, realizaram-se ensaios em uma bancada de testes, como mostra a figura 3.12, com um adequado sistema de medição, gerando resultados que permitiram que fossem tiradas as conclusões sobre o funcionamento e a viabilidade de aplicação da válvula (DE NEGRI; CLIMACO, 2004).

O fato relevante foi a certificação de que a VRI aplica-se a sistemas hidráulicos visto que a mesma é capaz de regular a vazão de fluido em resposta ao sinal contínuo da velocidade rotacional do motor. Cabe ressaltar que algumas imperfeições foram constatadas em seu projeto durante a fabricação e ajustes de montagem. Assim, o acompanhamento dos testes e sugestões por parte do fabricante²¹ foram de grande valor para o projeto dos posteriores protótipos manufaturados.

Ainda, pôde-se notar, comparando-se os resultados de simulação da figura 3.11 com os obtidos experimentalmente, a clara necessidade em se desempenhar uma modelagem mais apurada da VRI.

²¹ A empresa fabricante, Medal Indústria de Bombas de Engrenagens, sugeriu o emprego do alumínio na fabricação do corpo da válvula, eliminação de buchas de encaixe, têmpera do eixo para maior rigidez, utilização de cantos chanfrados para facilitar a montagem, utilização de rolamentos de agulhas, dentre outras melhorias.



Figura 3.12 – Fotos da bancada de testes da VRI.

3.5 Aplicações Idealizadas

A figura 3.13 mostra uma aplicação do protótipo da válvula rotativa inercial, representada pelo símbolo funcional de válvula de controle contínuo direcional de duas vias acionada por motor. A função deste motor é o controle da velocidade do cilindro assimétrico de dupla ação²² cuja direção é estabelecida por uma válvula direcional de quatro vias.

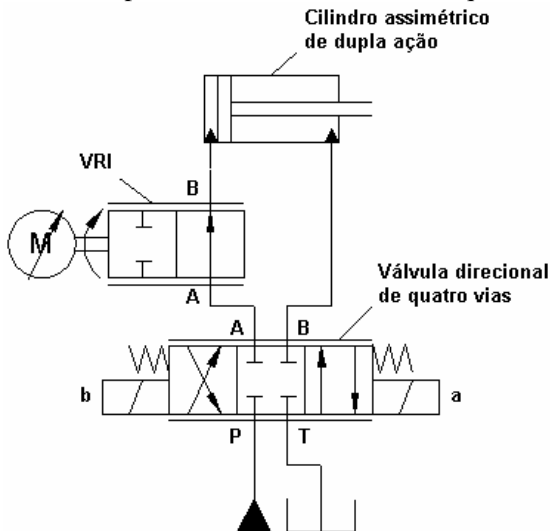


Figura 3.13 – Exemplo 1 de aplicação do protótipo da VRI (DE NEGRI, 2004).

²² Nesse arranjo, o emprego de um cilindro simétrico de dupla ação permitiria velocidade de avanço e de retorno (do atuador) semelhantes.

De outro modo, a figura 3.14 mostra uma aplicação do protótipo da válvula rotativa inercial constituindo uma válvula de controle contínuo direcional de três vias que aciona um cilindro hidráulico assimétrico de dupla ação. A válvula de controle contínuo de três vias compõe-se de duas válvulas de controle contínuo direcional de duas vias sendo acionadas por um controlador que comanda os motores de acionamento de modo que um motor opere da rotação mínima até a máxima e o outro opere da rotação máxima até a mínima.

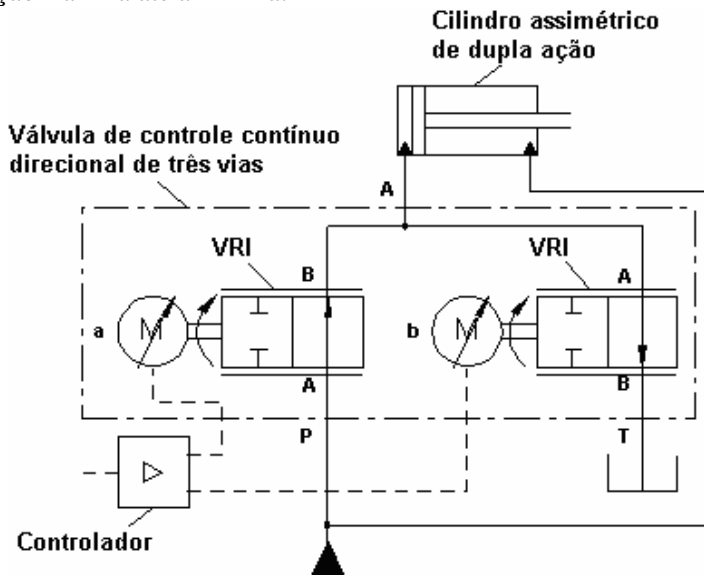


Figura 3.14 – Exemplo 2 de aplicação do protótipo da VRI (DE NEGRI, 2004).

3.6 Considerações Finais

Após a VRI ter sido apresentada neste capítulo, os subsequentes dão o embasamento teórico bem como elucidam os princípios envolvidos nessa concepção alternativa. Posteriormente, as simulações do escoamento do protótipo da seção 3.2 são exibidas no capítulo 6. Simulações estas que servem de ponto de partida para que propostas de modificações nesse projeto fossem realizadas de forma a se alcançar uma VRI com melhores características estáticas e dinâmicas, tal como descrito no capítulo 7.

CAPÍTULO 4

ANÁLISE DE ESCOAMENTOS TRANSIENTES EM CONDUTOS

O funcionamento da VRI, objeto de estudo deste trabalho, é regido pelos fenômenos relacionados ao escoamento transiente de fluido. Mais especificamente, como se observa na figura 3.10, o escoamento desta válvula é pulsante, ou seja, seu transiente é periódico.

Assim, este capítulo utiliza como base o circuito hidráulico composto de uma válvula na extremidade à jusante de uma tubulação devido à semelhança dos efeitos que ocorrem na VRI e à vasta literatura sobre o assunto. Além disso, o problema é tratado em uma análise unidimensional onde as variáveis dependentes pressão e vazão são algebricamente diferenciadas de forma a facilitar a visualização do problema.

4.1 Definições sobre a Classificação do Escoamento

Conforme Wylie e Streeter (1978), no escoamento permanente não há modificações nas condições de um ponto com o tempo. De modo oposto, no escoamento não-permanente, as condições em um ponto podem mudar com o tempo. De tal forma, o escoamento permanente é um caso particular do escoamento não-permanente, ou transiente, onde as equações do último devem ser satisfeitas.

Ainda de acordo com Wylie e Streeter (1978), no escoamento uniforme a velocidade média em qualquer seção transversal é a mesma em qualquer instante. Como consequência, no escoamento não uniforme a velocidade varia ao longo de um conduto, assim como em sua seção transversal, em qualquer dado instante.

4.2 Visão Geral de Escoamentos Transientes

O fenômeno de transiente hidráulico é causado por operações de controle de vazão em sistemas tais como, dentre outras, a abertura e o fechamento de válvulas.

Quando uma operação de controle de vazão é realizada, a condição estabelecida de regime permanente do escoamento é alterada. Os valores das condições iniciais do escoamento do sistema, caracterizadas pela

velocidade v_x e pressão p medidas em posições ao longo de uma tubulação (x), modificam com o tempo t até que as condições finais do escoamento sejam estabelecidas em uma nova condição de regime permanente.

Se a operação de um dispositivo de controle de vazão em um sistema hidráulico é realizada rapidamente, a conservação da quantidade de movimento (*momentum*) do fluido estabelece que haverá aceleração ou desaceleração do fluido e uma condição transiente é gerada.

Esse transiente hidráulico é analisado matematicamente resolvendo-se as equações da velocidade [$v_x(x, t)$] e pressão [$p(x, t)$], dadas certas condições iniciais e de contorno determinadas pelas operações de controle de vazão. Em outras palavras, o objetivo é resolver um problema com duas incógnitas, velocidade v_x e pressão p , para as variáveis independentes, posição x e tempo t .

Dessa forma, as equações da continuidade e da quantidade de movimento são necessárias para determinar a velocidade e a pressão em um sistema de escoamento unidimensional, sendo que o transiente hidráulico na tubulação pode ser analisado utilizando-se os modelos rígido e elástico esboçados nas próximas seções.

4.3 Golpe de Aríete

Chama-se de golpe de aríete (*waterhammer*) as variações de pressão acima ou abaixo do seu valor em estado de regime permanente decorrentes de mudanças bruscas da velocidade do fluido (Mays, 2004). Essas alterações de pressão, que variam com o tempo, se propagam em forma de ondas ao longo do conduto, sendo que as amplitudes das mesmas tendem a ser amortecidas devido ao atrito interno (ver figura 4.1).

Durante o regime transiente a pressão pode atingir níveis indesejáveis, os quais podem trazer danos aos condutos ou avarias nos dispositivos ligados ao circuito hidráulico. Para tanto, dispositivos de proteção são empregados, sendo os mais comuns listados a seguir:

- acumuladores: que tem efeito de absorver os picos de pressão pelo gás;
- válvulas limitadoras de pressão: que se abrem quando o nível de pressão supera o limite desejado;
- válvulas de retenção: que permitem o escoamento em uma única direção.

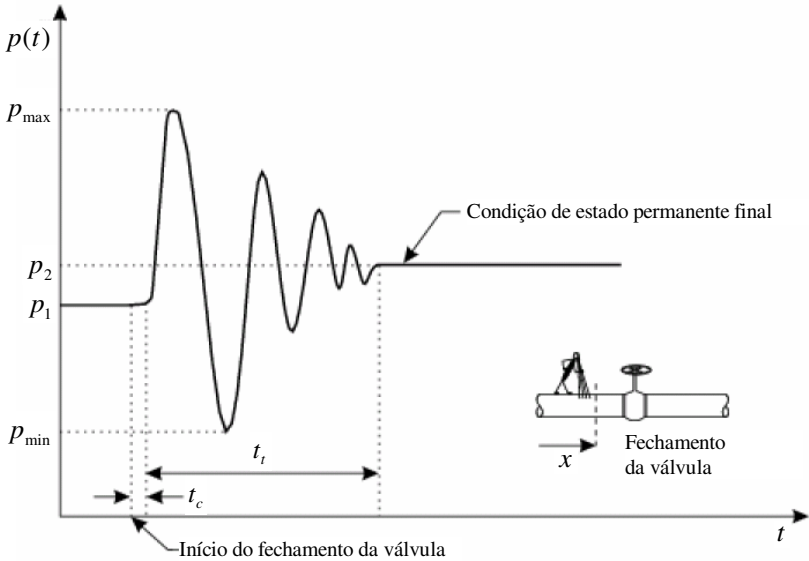


Figura 4.1 – Onda de pressão transiente no fechamento da válvula, adaptado de Walski (2003).

4.4 Tempo Característico

A onda de pressão gerada por uma operação de controle de vazão propaga-se com velocidade c ²³ e alcança a outra extremidade do conduto em um intervalo de tempo igual a L / c . O mesmo intervalo de tempo é necessário para refletir a onda de volta à sua origem, dando um total de $2L / c$ segundos. Com isso, a quantidade $2L / c$ é chamada de tempo característico do conduto, sendo utilizada para classificar a velocidade relativa de uma manobra que causa um transiente hidráulico.

Por isso, se uma operação de controle de vazão produz uma mudança de velocidade du em um intervalo de tempo (t_c) menor ou igual ao tempo característico do conduto, a operação é considerada “rápida”. De outro modo, operações que ocorrem em um intervalo maior que o tempo característico são designadas “gradual” ou “lenta”, conforme a classificação sumarizada na tabela 4.1.

²³A velocidade de propagação da onda de pressão no fluido, ou celeridade (c), está definida no Apêndice 1.

Tabela 4.1 – Classificação da operação de controle de vazão (WALSKI, 2003).

<i>Tempo de fechamento</i>	<i>Classificação da operação</i>
$t_c = 0$	Instantânea
$t_c \leq 2L/c$	Rápida
$t_c > 2L/c$	Gradual
$t_c \gg 2L/c$	Lenta

Dessa maneira, o tempo característico é importante na análise de escoamento transiente em um duto porque dita qual método é aplicável para a avaliação de uma operação de controle de vazão particular.

O modelo rígido, apresentado a seguir, provê resultados apurados somente para transientes gerados por operações lentas, que não causam significativa compressão do fluido ou deformação da tubulação. Por sua vez, mudanças graduais, rápidas ou instantâneas devem ser analisadas com o modelo elástico, descrito na seção 4.6.²⁴

4.5 Modelo Rígido

O modelo rígido, segundo Walski (2003), assume que o tubo não é deformável e o líquido é incompressível. Assim, as operações de controle de vazão afetam somente os aspectos de inércia e de atrito do escoamento transiente. Dadas essas considerações, pode-se demonstrar, através da equação da continuidade, que qualquer operação de controle de vazão irá resultar em modificações instantâneas do escoamento ao longo do sistema. Ainda, que o fluido movimenta-se como uma única massa dentro do conduto, causando uma oscilação de massa. De fato, se a massa específica do fluido e a seção transversal do tubo são constantes, a velocidade instantânea é a mesma em todas as seções do sistema.

Essas suposições resultam em equações diferenciais ordinárias fáceis de se resolver. No entanto, sua aplicação está limitada à análise de situações onde as operações de controle de vazão são feitas lentamente (vide tabela 4.1).

²⁴ O desenvolvimento das equações utilizadas em ambos os modelos encontra-se no Apêndice 1 e no Apêndice 2.

Para se alcançar a equação que descreve esse modelo, utiliza-se a equação do movimento (A 1.22)²⁵, cuja obtenção é delineada no Apêndice 4. Rearranjando-se seus termos, chega-se à equação (4.1).

$$\frac{\rho}{A} \frac{\partial q_V}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{f \cdot \rho \cdot q_V \cdot |q_V|}{2DA^2} = 0 \quad (4.1)$$

Por sua vez, seja a expressão da diferencial total de q_V em relação a t como:

$$\frac{dq_V}{dt} = \frac{\partial q_V}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial q_V}{\partial t} \quad (4.2)$$

sendo $\frac{\partial q_V}{\partial x} = 0$ por se considerar o fluido incompressível.

Integrando-se a equação (4.1) em relação a x e considerando os limites da pressão de p_1 até p_2 e da posição de 0 até L , pode-se reescrever a equação do movimento na seguinte forma:

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \frac{fL\rho}{2DA^2} q_V \cdot |q_V| + \rho \frac{L}{A} \frac{dq_V}{dt} \quad (4.3)$$

onde:

Δp = diferença de pressão no conduto [Pa];

p_1 = pressão na entrada do conduto [Pa];

p_2 = pressão na saída do conduto [Pa];

q_V = vazão através do conduto [m³/s];

f = fator de atrito de Darcy-Weisbach [1];

A = área da seção transversal do conduto [m²];

D = diâmetro hidráulico do conduto [m];

L = comprimento geométrico do conduto [m];

ρ = massa específica do fluido [kg/m³].

O primeiro termo do lado direito representa a queda de pressão ao longo do tubo devido ao atrito enquanto o segundo representa a inércia do fluido.

²⁵ As equações e figuras indicadas por A seguido de um número denotam que se encontram em apêndices.

Concluindo-se, o modelo rígido tem aplicações limitadas na análise do transiente hidráulico porque não representa corretamente o fenômeno físico da propagação da onda de pressão causada por operações de controle de vazão, inviabilizando sua aplicação quando mudanças rápidas ocorrem no escoamento.

4.6 Modelo Elástico

O modelo elástico, de acordo com Walski (2003), assume que a modificação na quantidade de movimento do fluido causa deformações na tubulação e compressão do fluido. Devido ao fluido hidráulico não ser completamente incompressível, a sua massa específica se modifica. Baseado nesses pressupostos, o fenômeno de propagação de onda irá ocorrer, tendo uma velocidade finita c dependente da elasticidade da tubulação e do fluido.

Com isto, no modelo elástico completo têm-se as duas equações a serem resolvidas, (A 1.22) e (A 1.23). A primeira se refere àquela utilizada pelo modelo rígido. Por sua vez, a obtenção da segunda é decorrida a seguir.

Rearranjando-se os termos da equação (A 1.23) ao mesmo tempo em que se emprega a relação dada por (A 1.17), tem-se:

$$\frac{A}{\beta} \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial q_V}{\partial x} = 0 \quad (4.4)$$

Por sua vez, expressando o diferencial de pressão em relação ao tempo como:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\partial p}{\partial V} \frac{dV}{dt} + \frac{\partial p}{\partial t} \quad (4.5)$$

obtem-se:

$$\frac{A}{\beta} \left(\frac{dp}{dt} - \frac{\partial p}{\partial V} \frac{dV}{dt} \right) + \frac{\partial q_V}{\partial x} = 0 \quad (4.6)$$

Por fim, integrando-se a equação (4.6) em relação a x , ponderando-se o intervalo da vazão de q_{V1} até q_{V2} e da posição de 0 até L e se consi-

derando $A.L = V$ e $-V(\partial p / \partial V) = \beta$ ²⁶, chega-se a equação final dada por (4.7).

$$q_{V1} - q_{V2} = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\beta} \frac{dp}{dt} \quad (4.7)$$

onde:

q_{V1} = vazão na seção de entrada do conduto [m³/s];

q_{V2} = vazão na seção de saída do conduto [m³/s];

V = volume de fluido no conduto [m³];

β = módulo de compressibilidade isotérmico [Pa];

p = pressão [Pa];

t = tempo [s].

Como se pode observar, o módulo de compressibilidade influi na capacidade de um sistema responder rapidamente a um dado sinal de entrada. Por isso, ressalta-se o emprego do módulo de compressibilidade efetivo (β_e) em diversas situações reais, o qual inclui o efeito da dilatação de tubulações e paredes de um cilindro e a presença de ar no fluido hidráulico. Para se levar em consideração a presença de ar (1% a 2%) e a dilatação típica dos invólucros de óleo pressurizado, adotam-se frequentemente valores da ordem de 20% a 60% menores (STRINGER, 1976; MERRITT, 1967).

4.7 Perdas de Carga

Conforme Linsingen (2008), a perda de carga em sistemas de canalizações é composta por perdas contínuas e perdas localizadas. As perdas contínuas se referem àquelas contabilizadas no primeiro termo do lado direito da equação (4.3), sendo o fator de atrito função do número de Reynolds e da rugosidade do duto. De outro modo, as perdas localizadas são obtidas através da seguinte expressão empírica:

$$\Delta p = \xi \frac{\rho}{2} \left(\frac{q_V}{A} \right)^2 \quad (4.8)$$

²⁶ Relação descrita no Apêndice 2, equação A (2.5).

onde o coeficiente de perda localizada (ou coeficiente de resistência), ζ , é determinado experimentalmente para cada acessório empregado em sistemas hidráulicos.²⁷

4.8 Válvula na Extremidade à Jusante do Conduto

A vazão controlada através de uma servoválvula ou válvula direcional proporcional é decorrente da ação integrada de seus orifícios de controle, como comentado anteriormente. Para tanto, a vazão através de cada orifício é obtida aplicando-se a equação de Bernoulli, a qual estabelece que a energia ao longo de um escoamento se conserva, podendo haver a conversão entre as energias cinética, de pressão e potencial (DE NEGRI, 2001)²⁸.

Nesse contexto, a aplicação da equação de Bernoulli para um orifício genérico, entre as seções 1 e 2 indicadas na figura 4.2, fornece:

$$p_1 + \frac{1}{2}\rho v_{x1}^2 + \rho g z_1 = p_2 + \frac{1}{2}\rho v_{x2}^2 + \rho g z_2 \quad (4.9)$$

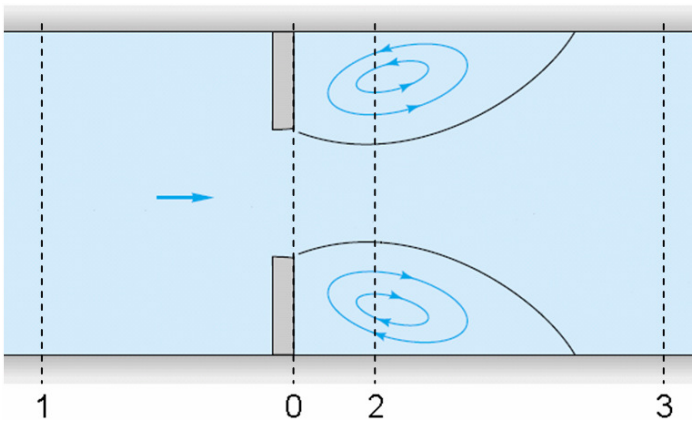


Figura 4.2 – Escoamento em um orifício, adaptado de White (2001).

²⁷ Linsingen (2008) reúne valores de coeficientes de carga para alguns acessórios utilizados em sistemas hidráulicos tais como joelhos, curvas, tês, expansões e contrações bruscas, entradas e saídas de dutos etc.

²⁸ A equação de Bernoulli, válida para fluidos ideais, representa a lei de conservação da energia aplicada aos fluidos. Por sua vez, fluidos ideais são aqueles considerados incompressíveis, sem tensão superficial e de viscosidade nula.

Em seguida, considerando-se que a variação de altura não seja significativa, o termo $\rho g(z_1 - z_2)$ pode ser desprezado. Além disso, como em um orifício de controle a área A_0 é muito menor que a área da canalização de entrada A_1 e, conseqüentemente, $A_1 \gg A_2$, a velocidade de entrada v_{x1} é desprezível em relação à velocidade na vena contracta (v_{x2}), obtém-se:

$$p_1 = p_2 + \frac{1}{2} \rho v_{x2}^2 \quad (4.10)$$

Posteriormente, considera-se que a vazão volumétrica em regime permanente pode ser expressa como:

$$q_V = A v_x \quad (4.11)$$

Assim, a utilização da equação (4.10) na (4.11) resulta em:

$$q_V = A_2 \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (4.12)$$

Contudo, como A_2 não é uma área mensurável, existem vários experimentos que determinam sua correlação com a área do orifício A_0 para diferentes tipos de orifícios, podendo-se escrever:

$$A_2 = C_c A_0 \quad (4.13)$$

sendo C_c o coeficiente de contração (adimensional), geralmente, segundo Linsingen (2008), assumindo um valor de 0,6 a 0,7 para o caso de válvulas carretel.

Ao mesmo tempo, como a equação de Bernoulli supõe que o fluido seja incompressível e, conseqüentemente, que não há perdas por atrito, a velocidade real na vena contracta (v_{x2r}) é um pouco inferior à prevista na equação (4.12) (v_{x2}). Por isso, para compensar este fato, utiliza-se o coeficiente de velocidade C_v :

$$C_v = \frac{v_{x2r}}{v_{x2}} \quad (4.14)$$

Finalmente, substituindo-se as equações (4.13) e (4.14) na (4.12), obtém-se a equação da vazão em um orifício que estabelece a relação entre a vazão e a queda de pressão:

$$q_V = C_d A_0 \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (4.15)$$

onde C_d é chamado de coeficiente de descarga.²⁹

4.9 Métodos de Análise do Transiente

Para os escoamentos de fluidos, o modelo matemático é estabelecido com base nas equações de conservação da quantidade de movimento, da massa e da energia. Estas equações, quando submetidas a condições de contorno e iniciais apropriadas, representam, matematicamente, um problema particular (SHAMES, 1995).

No entanto, a solução analítica destas equações somente é possível para escoamentos muito simples, como evidenciada neste capítulo com os modelos para escoamento em condutos derivando da simplificação das equações Navier-Stokes³⁰ pelas hipóteses consideradas.

Com isto, vários métodos de análise foram desenvolvidos para o problema do escoamento transiente em tubulações. Eles variam de abordagens com aproximações analíticas por meio da linearização ou do abandono do fator de atrito não-linear na equação da quantidade de movimento até soluções numéricas do sistema não-linear (WALSKI, 2003).

Dentre os métodos numéricos, conforme Chen (2004), as técnicas simplificadas de modelagem a parâmetros concentrados ou distribuídos³¹ consistem na resolução das equações (A 1.22) e (A 1.23) em uma análise unidimensional (1D). Por outro lado, é possível e viável obter resultados em uma análise bidimensional (2D) ou tridimensional (3D) com a utilização de um software desenvolvido para solução de problemas de CFD (Fluidodinâmica Computacional).

²⁹ Valores de coeficientes de descarga podem ser encontrados para diferentes tipos de válvulas em White (2001) e Munson *et al.* (2002).

³⁰ As equações de Navier-Stokes são derivadas dos princípios da conservação da massa, energia e momento.

³¹ Nos modelos a parâmetros concentrados as variações espaciais são desprezadas, ou seja, propriedades (estados) do sistema são consideradas homogêneas em todo o volume de controle. Por outro lado, nos modelos a parâmetros distribuídos, as variações espaciais são consideradas no comportamento das variáveis.

Enfim, ferramentas de simulação computacionais como o LMS Imagine.Lab AMESim podem ser utilizadas na análise 1D a parâmetros concentrados ou distribuídos³² ao passo que o software ANSYS CFX pode ser empregado no manejo dos transientes hidráulicos em 3D.

4.10 Considerações Finais

O presente capítulo revisa os princípios envolvidos no conceito da VRI. Ainda, apresenta o embasamento teórico para a construção dos modelos de simulação utilizados no capítulo 6 e, por conseguinte, para as melhorias de desempenho da VRI alcançadas conforme o exibido no capítulo 7.

Por sua vez, o próximo capítulo analisa o fenômeno de ressonância em circuitos hidráulicos originados pela pulsação de pressão no escoamento tendo em vista que a referida forma de controle de vazão provoca tal efeito.

³² A determinação da abordagem varia conforme os modelos escolhidos na modelagem do sistema.

CAPÍTULO 5

RUÍDO E VIBRAÇÃO EM SISTEMAS HIDRÁULICOS

Conforme Rexroth (1988), a concentração de grande potência em um espaço físico reduzido implica se desenvolver elevados níveis de ruído. Igualmente, a notável densidade de energia e força pelo volume e peso dos acionamentos e controles hidráulicos, chamada de baixa relação peso/potência, produz ruído.

O ruído, nos grupos hidráulicos, manifesta-se sob três formas físicas, classificadas segundo a sua natureza:

- o ruído que se transmite pela vibração de bombas e motores a outras partes do sistema pelo meio estrutural, cuja condução e expansão ocorrem pelo acoplamento mecânico entre os elementos;
- o ruído proveniente da propagação das variações de pressão no fluido pelo interior da tubulação, devido ao escoamento pulsante de bombas ou operações de controle em válvulas;
- o ruído que se propaga com a oscilação da massa de ar adjacente decorrente das componentes excitadas pelas outras duas fontes de ruídos.

De acordo com Liu e O'Farrell (1995), a interação fluido/estrutura, conhecida por FSI (*Fluid/Structure Interaction*), ocorre com as vibrações do fluido atuando sobre a estrutura e vice-versa. Rexroth (1988) também afirma que o ruído de estrutura pode ter origem no ruído de fluido. Quando amplificadas por ação de ressonância, as variações de pressão no escoamento, causadas por um ou mais dispositivos, podem contribuir para a vibração de um circuito hidráulico.

Assim sendo, em virtude da característica intrínseca do escoamento para o sistema sob investigação, as particularidades dos ruídos de estrutura e de fluido originados por bombas e válvulas são utilizadas como meio de análise dos efeitos que a referida forma de controle de vazão pode causar sobre os sistemas hidráulicos.

5.1 Generalidades

Quando ocorrem pulsações no circuito hidráulico, essas são propagadas através do fluido sob a forma de ondas sonoras. Uma onda sonora,

por sua vez, é uma onda longitudinal, visto que o movimento dos elementos do fluido é paralelo à direção de propagação da onda (HALLIDAY; RESNICK; WALKER, 2001). Segundo Corbo e Stearns (2005), qualquer onda sonora consiste em duas ondas: uma onda de pressão e uma onda de velocidade, que estão sempre 90° fora de fase entre si.

No caso de uma onda sonora sendo propagada em um conduto, a sua reflexão ocorre quando essa encontra uma mudança de área e direção de escoamento. De acordo com Corbo e Stearns (2005), alguns elementos físicos que geram reflexões são extremidades fechadas, extremidades abertas, modificações no diâmetro da tubulação (expansão ou contração), tês, joelhos e restrições (orifícios, válvulas etc).

Nesses locais, duas novas ondas são geradas: uma onda refletida e uma onda transmitida. Conforme Halliday, Resnick e Walker (2001), a frequência, a velocidade de propagação e o comprimento de onda da primeira é sempre a mesma da onda incidente. Já a onda transmitida, nem sempre tem a mesma frequência que a onda incidente.

Assim sendo, os pontos de maior interesse são os nós e os antinós das ondas estacionárias formadas pela sobreposição de ondas incidentes e refletidas. Nós são pontos de amplitude nula enquanto antinós são pontos de amplitude máxima de uma onda estacionária. Lembrando que ondas de pressão e velocidade são defasadas de 90° , segundo Halliday, Resnick e Walker (2001), nós de pressão são sempre antinós de velocidade e vice-versa.

Por fim, conforme Corbo e Stearns (2005), extremidades fechadas são sempre antinós de pressão ao passo que extremidades abertas são sempre nós de pressão. Este conceito, juntamente com os outros explanados nas seções subsequentes, serve para se entender como o fenômeno de ressonância pode ocorrer quando a frequência de pulsação no escoamento coincidir com um modo de oscilação do circuito.

5.2 Ressonância em Condutos

Se uma onda sonora é introduzida em uma extremidade de um conduto de tamanho finito, ocorrerá a reflexão na outra extremidade sob a forma de uma onda estacionária (HALLIDAY; RESNICK; WALKER, 2001). Caso a frequência da onda e o comprimento do conduto sejam tais que a onda chegue à fonte no momento exato em que uma nova onda incidente esteja sendo gerada, a amplitude da onda estacionária pode

crescer rapidamente a valores muito altos. Esta condição é conhecida como ressonância sonora.

Para o caso de um conduto de diâmetro constante com mesma condição nas extremidades (ambas as extremidades abertas ou ambas fechadas), utiliza-se o termo de ressonância de meia onda. Em um conduto de extremidades fechadas, uma frequência ressonante é qualquer uma que produza antinós de pressão em ambas as extremidades. Expondo-se tal conceito de outra maneira, as frequências naturais são aquelas que produzem um número inteiro de ressonâncias de meia-onda ao longo do conduto, sendo dadas por:

$$f_N = Nc / 2L \quad (5.1)$$

onde:

f_N = n-ésima frequência natural [Hz];

N = todos os números inteiros [1];

c = velocidade de propagação da onda [m/s];

L = comprimento efetivo do conduto [m].

A fim de se ilustrar o comportamento físico do sistema, os modos fundamentais de ondas sonoras estacionárias são usualmente plotados da mesma maneira que vibrações mecânicas. A única diferença, segundo Corbo (2006), é que os modos sonoros têm dois modos distintos: um para pressão e outro para velocidade. O modo fundamental (primeiro harmônico) de pressão provê a amplitude da variação de pressão em cada ponto enquanto que o de velocidade mostra a amplitude senoidal de velocidade na mesma situação.

A figura 5.1, obtida em Corbo e Stearns (2005), ilustra os modos fundamentais de pressão (p) e de velocidade (v_x) de um conduto com extremidades fechadas. No caso, o primeiro harmônico consiste de uma meia onda, cujos antinós de pressão localizam-se em ambas as extremidades ao passo que um nó está sobre o ponto intermediário do comprimento do conduto.

A situação, quando ocorre ressonância, é similar para um conduto com ambas as extremidades abertas. Exceto pelas condições de contorno, onde deve haver antinós de velocidade em ambas as extremidades (ver figura 5.2). Neste caso, as frequências naturais são idênticas às dos condutos de extremidades fechadas, sendo dadas novamente pela equação (5.1).

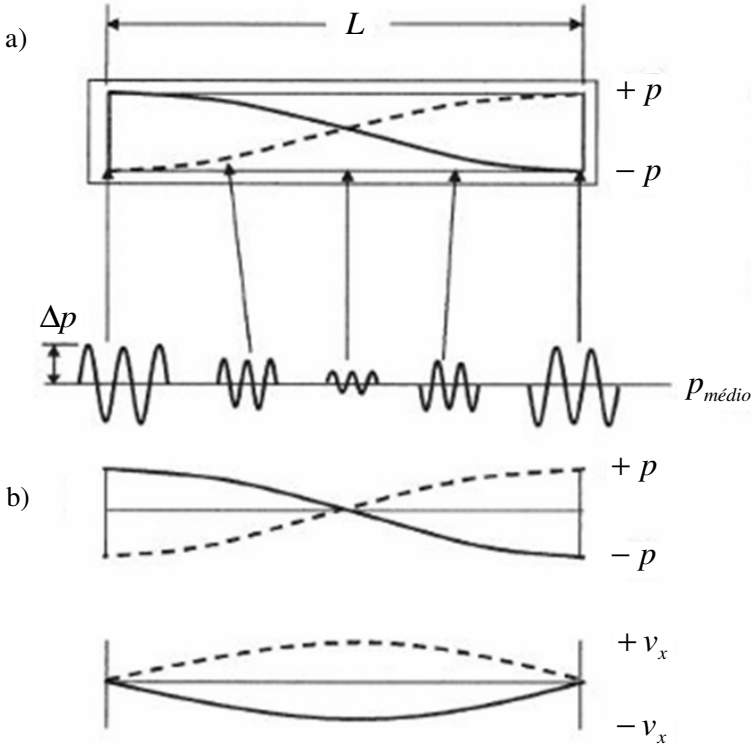


Figura 5.1 – a) Amplitude da pressão no tempo; b) Modo fundamental de pressão (acima) e de velocidade (abaixo) (CORBO; STEARNS, 2005).

Uma outra configuração importante, de um conduto de diâmetro constante, é com uma extremidade fechada e outra aberta, cujo modo fundamental, chamado de um quarto de onda, também é indicado na figura 5.2. Diferentemente das outras duas configurações apresentadas, as frequências naturais são agora dadas por:

$$f_N = c(2N - 1)/(4L) \quad (5.2)$$

onde:

f_N = n-ésima frequência natural [Hz];

N = todos os números inteiros [1];

c = velocidade de propagação da onda [m/s];

L = comprimento efetivo do conduto [m].

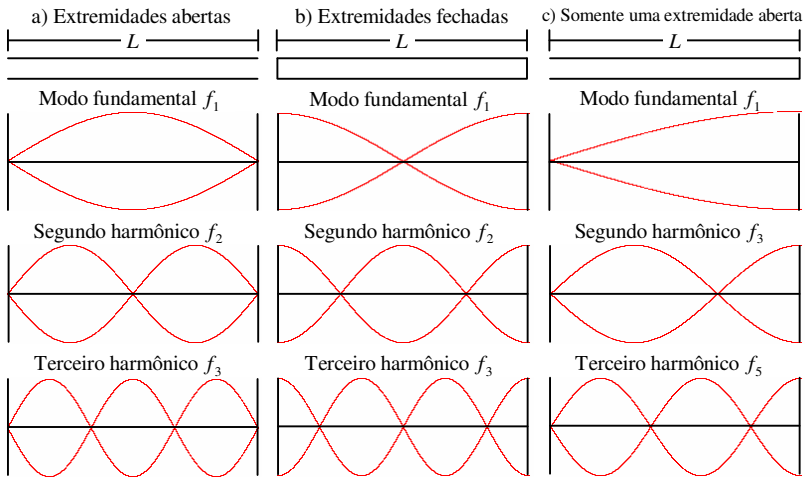


Figura 5.2 – Configurações de ondas sonoras estacionárias em condutos:
 a) Extremidades abertas; b) Extremidades fechadas; c) Extremidade esquerda aberta e direita fechada.

Um importante ponto a ser lembrado é que as simplificadas relações indicadas acima são aplicáveis somente para segmentos de tubos de diâmetro constante. Ou seja, caso haja mudanças de diâmetro, por menores que sejam, reflexões podem ocorrer e, por conseguinte, tais equações tornam-se inválidas. Ainda, conforme Liu e O'Farrell (1995), a frequência natural do sistema diminui à medida que a vazão do fluido aumenta no interior da tubulação.

5.3 Comportamento Acústico de Condutos Hidráulicos

Deve ser enfatizado que a existência de modos ressonantes de um quarto e meia onda em uma tubulação não significa, necessariamente, que haverá problemas com a pulsação de pressão no sistema. Na verdade, de acordo com Corbo (2006), toda tubulação terá tais modos, acompanhados de outros modos ressonantes mais complexos.

Para um modo potencialmente problemático existir deve haver um meio de excitá-lo. Supondo que o circuito hidráulico não tivesse absolutamente nenhum amortecimento, as flutuações de pressão seriam infinitas quando em ressonância. No entanto, os circuitos reais possuem diversas fontes de amortecimento, como perdas por atrito no conduto, restrições,

curvas etc. Como essas perdas variam com o quadrado da vazão, como se pode observar na equação (4.3), o amortecimento do sistema é muito maior para as vazões mais altas do que para as mais baixas. Por essa razão, utiliza-se uma medida de quão amortecido é o sistema, definida como fator Q^{33} , a fim de se avaliar o grau de influência de um determinado modo de oscilação. Quanto maior seu valor, maior será o efeito da ressonância sobre o sistema. A título de exemplo, conforme Corbo (2006), em circuitos hidráulicos, típicos fatores Q acústicos variam entre 15 e 30.

Outra importante consideração referente aos condutos reais diz respeito ao tratamento de extremidades que não são perfeitamente abertas ou fechadas. Exemplo disto é uma válvula localizada na extremidade a jusante de uma tubulação. Segundo Corbo e Stearns (2005), experimentos demonstram que a extremidade deve ser considerada fechada quando a válvula está até 40% aberta. Por sua vez, pode-se julgar a extremidade como aberta após 80% da abertura da válvula. Para a faixa remanescente, no entanto, o cálculo da frequência natural do sistema é mais complexo.

Devido às reflexões parciais que ocorrem a cada modificação de área, a verdadeira frequência natural é geralmente diferente daquela obtida teoricamente. Em sistemas mais complexos o problema é ainda maior, tendo-se em vista que resultados teóricos podem ser de difícil entendimento. Diante dessa situação, torna-se necessário o emprego de códigos computacionais adequados para a análise das frequências naturais envolvidas no circuito.

5.4 Excitações em Circuitos Hidráulicos

Como um primeiro exemplo de como a frequência de pulsação no escoamento pode coincidir com um modo de ressonância do sistema, a figura 5.3 exhibe características típicas de uma bomba com rotação variável trabalhando em diferentes circuitos hidráulicos. No caso do sistema ressonante, como se observa, ocorre um notável aumento na amplitude da pressão pulsante na faixa de 4500 até 5200 rpm.

³³ O fator Q (fator de amplificação) pode ser obtido do diagrama de Bode, sendo definido como a razão entre a frequência de ressonância pela sua largura da banda (CORBO; STEARNS, 2005).

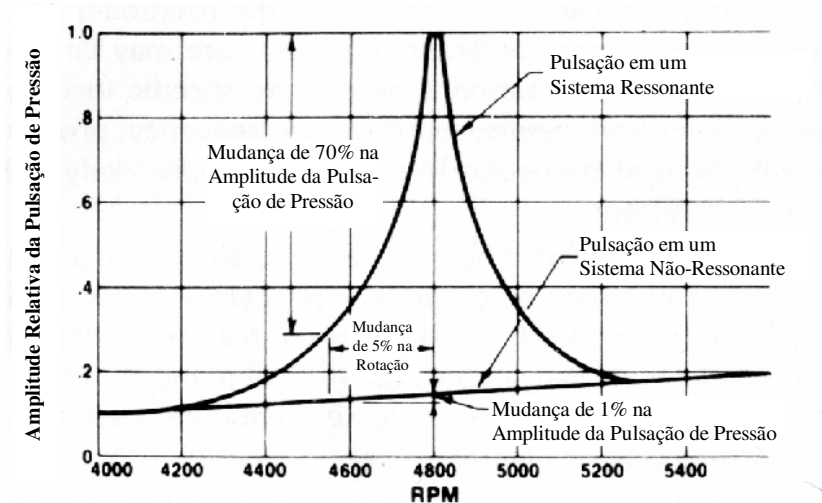


Figura 5.3 – Ressonância em sistemas devido à variação da rotação de uma bomba (TRADE & TECHNICAL PRESS LTD, 1979).

Uma outra fonte de excitação do sistema, segundo Corbo (2006), é a formação de vórtices, em intervalos regulares, que se desenvolvem de acordo com o número de Reynolds do escoamento. Na figura 5.4, mostra-se o desenvolvimento de vórtices ao redor de um cilindro. Situação similar ocorre com a passagem do fluido por obstruções, ramificações ou demais discontinuidades em um circuito hidráulico. Assim, sob certas circunstâncias, a frequência de emissão dos vórtices pode excitar ressonâncias acústicas e, por conseguinte, gerar problemas de pulsação de pressão.

Por fim, Corbo (2006) evidencia o fechamento rápido de válvulas como uma possível fonte de excitação do sistema. Como visto no capítulo 4, esse fenômeno é chamado de golpe de aríete. Sendo que a amplitude de variação da pressão pode ser extremamente grande, um cuidado especial deve ser dado quando a operação de um dispositivo de controle de vazão ocorre em um intervalo de tempo regular.

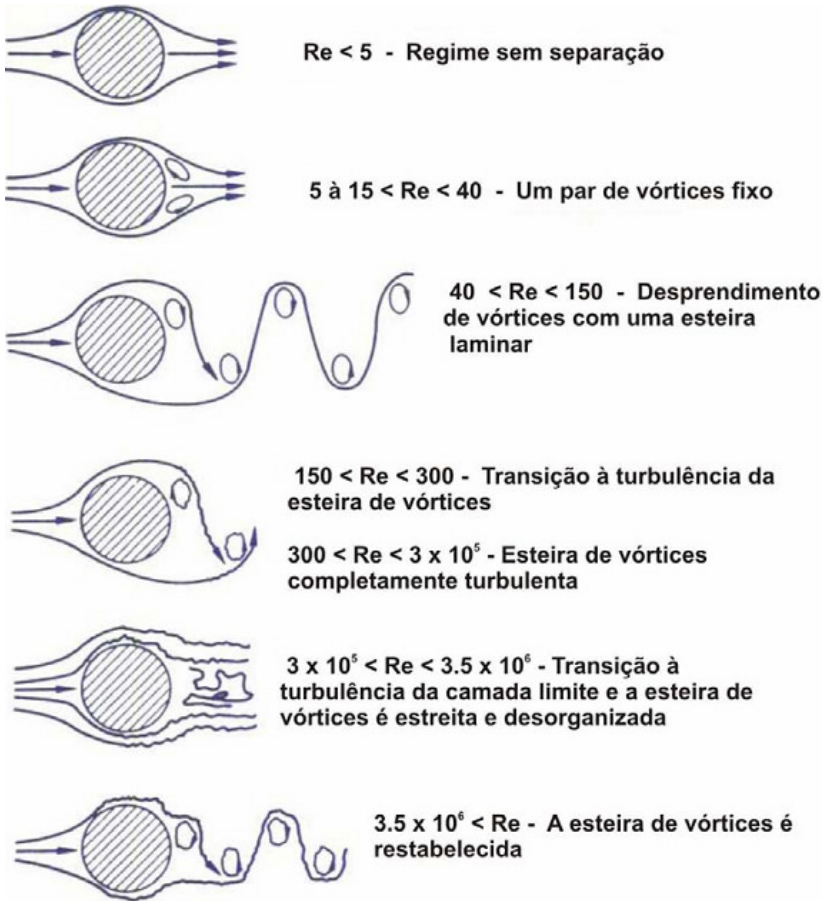


Figura 5.4 – Formação de vórtices ao redor de um cilindro (CORBO; STEARNS, 2005).

5.5 Vibração em Condutos Hidráulicos

Por si mesmas, pulsações de pressão não são capazes de produzir vibração na tubulação hidráulica. Para que a vibração ocorra, deve haver um meio de os pulsos de pressão se traduzirem em uma forma de força oscilatória aplicada ao conduto. Uma forma comum para que isto ocorra, segundo Corbo (2006), é a configuração de um tubo de diâmetro constante com um Joelho em sua extremidade, como mostrado na figura 5.5.

De fato, a força resultante F_R , decorrente da força de escoamento do fluido, relaciona-se com a queda de pressão (Δp) de acordo com a equação (5.3).

$$F_R = \Delta p . A \quad (5.3)$$

Por sua vez, a perda de carga (Δp) proveniente de acessórios é proporcional ao coeficiente de perda localizada ζ , tal como descreve a equação (4.8). Conforme Munson *et al.* (2002) e Linsingen (2008), o valor de ζ é influenciado pelo número de Reynolds do escoamento (Re), pela relação entre o raio de curvatura e a área A , pelo ângulo θ , bem como pelo acabamento da superfície do componente.³⁴

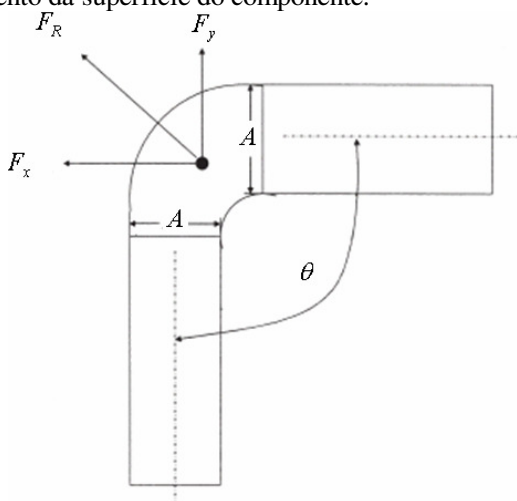


Figura 5.5 – Forças de vibração geradas em um joelho (CORBO; STEARNS, 2005).

Dadas as circunstâncias, o pior caso acontece quando a tubulação hidráulica possui uma ressonância acústica coincidente, ou próxima, de sua ressonância estrutural. Nesse caso, considerando valores típicos de fator Q acústico e de fator Q estrutural para circuitos hidráulicos, Corbo e Stearns (2005) afirmam que o fator de amplificação combinado poderia alcançar um valor de 300 ou mais.

³⁴ Munson *et al.* (2002) apresenta uma tabela com valores típicos do coeficiente de perda localizada para joelhos, onde se verifica uma relação de 7,5 vezes entre o maior e o menor valor.

5.6 Elementos de Controle de Pulsação de Pressão

Há muitos dispositivos comercialmente disponíveis com a função de controlar a amplitude dos picos de pressão pulsante³⁵. Apesar de se apresentarem por diferentes nomes, a maioria opera por princípios similares. Na verdade, Corbo e Stearns (2005) dividem tais dispositivos em três categorias básicas:

- dispositivos de absorção de energia;
- filtros acústicos;
- componentes dissipativos.

De fato, alguns dispositivos podem incorporar características de categorias distintas. A questão, no entanto, recai sobre o grau de atenuação que se deseja obter. Para tanto, a escolha de um dispositivo deve sempre vir acompanhada de uma rigorosa análise acústica, ferramenta principal na prevenção dos problemas oriundos da pressão pulsante.

Finalmente, para o sucesso do projeto de atenuação de pressão, Corbo (2006) observa que a localização dos dispositivos escolhidos deve ser a mais próxima possível de suas fontes de excitação.

5.7 Considerações Finais

Neste capítulo, ponderou-se sobre a ressonância ocasionada por pulsos de pressão em sistemas hidráulicos convencionais visto que a utilização da forma de controle de vazão sob investigação também pode produzir este fenômeno, como exibido no capítulo 6.

³⁵ Informações detalhadas sobre uma grande variedade destes dispositivos podem ser encontradas em Larock *et al.* (2000) e Walski (2003).

CAPÍTULO 6

SIMULAÇÕES DO ESCOAMENTO NA VRI PRELIMINAR

Este capítulo avalia as simulações de escoamento do protótipo de VRI realizadas no presente trabalho. Na utilização dos diferentes softwares de simulação, utilizou-se como referência o desenho do projeto preliminar da VRI apresentado no capítulo 3, conforme mostra o item a seguir.

6.1 Modelo Utilizado como Referência para as Simulações

Na ferramenta ANSYS CFX, o que se modela é o caminho do escoamento do fluido, como mostrado na figura 6.1.

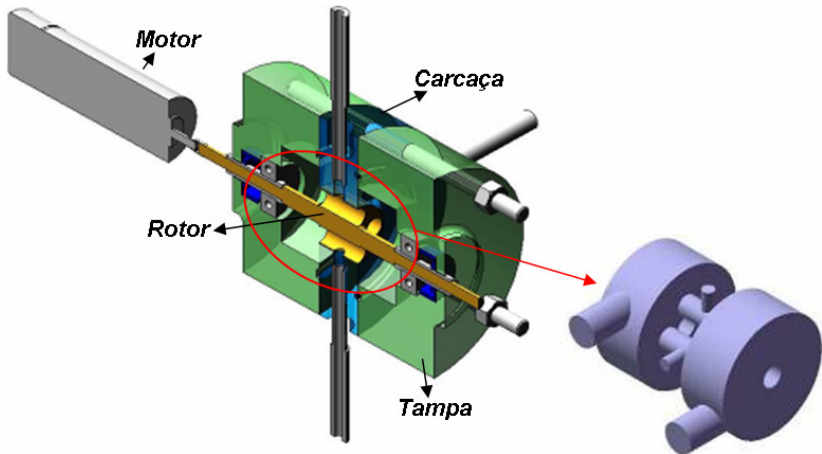


Figura 6.1 – Modelagem CAD para ANSYS CFX: escoamento no interior da VRI.

De tal forma, a figura 6.2 exhibe as dimensões de raio e comprimento do conduto de entrada do fluido na VRI³⁶. Por sua vez, a figura 6.3 apresenta o raio do orifício radial do rotor.

³⁶ Os tubos comerciais, dentro do que se deseja empregar, estão disponíveis nos diâmetros internos de 3 e 4 mm. O raio da tubulação foi modelado como 1,75 mm com o intuito de se obter um valor intermediário destas duas opções.

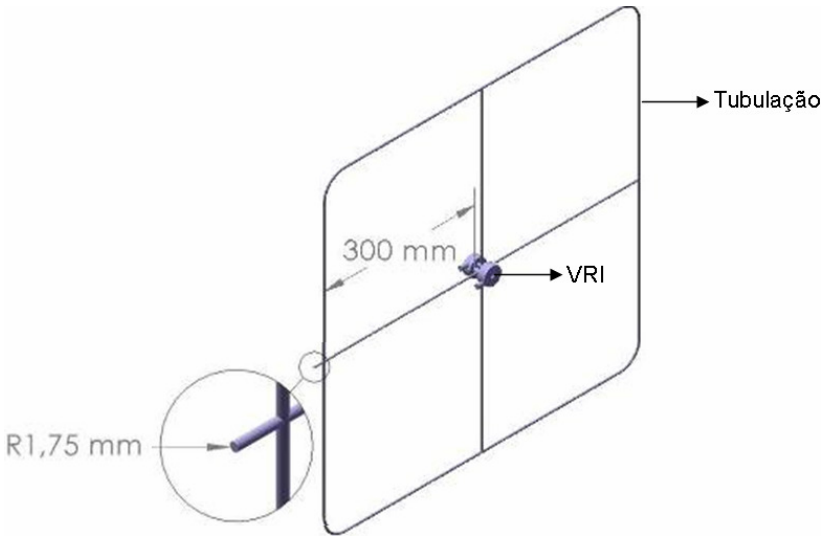


Figura 6.2 – Dimensões de raio e comprimento do conduto de entrada do fluido na VRI.

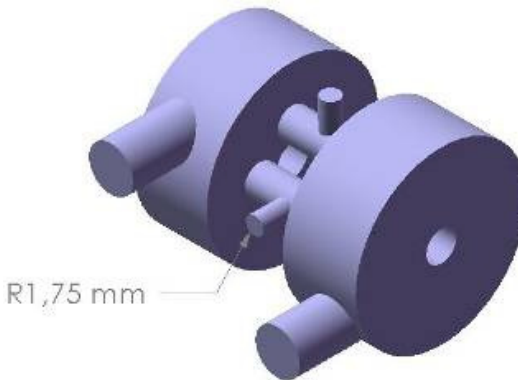


Figura 6.3 – Raio do orifício radial do rotor da VRI.

6.2 Parâmetros de Modelagem

Os parâmetros listados a seguir foram utilizados, em comum, nos dois softwares empregados. Os demais parâmetros serão apresentados à medida que se introduz o uso desses nas ferramentas.

6.2.1 Propriedades do Óleo – Móbil DTE 24 (ISO VG 32)

$\beta = 14 \times 10^8$ [Pa]	Módulo de elasticidade do fluido
$\rho = 873$ [kg/m ³]	Massa específica
$\mu = 27 \times 10^{-3}$ [Pa s]	Viscosidade absoluta (a 40° C)

6.2.2 Especificações de Tubulação

$e = 2 \times 10^{-5}$ [m]	Rugosidade do tubo (tubo de aço extrudado comercial)
----------------------------	--

6.3 Simulações em ANSYS CFX

As simulações em ANSYS CFX foram realizadas para escoamentos em regime permanente. Para tanto, utilizaram-se dois modelos CAD, conforme descritos a seguir, onde as condições de contorno utilizadas foram:

- pressão de entrada (p_{in}): 30 bar;
- pressões de saída (p_{outn}): 0 bar.

6.3.1 Configuração 1

Como mostra a figura 6.4, esse caso analisa o problema por inteiro. Ou seja, considera-se toda a tubulação em conjunto com o modelo completo da VRI. Para tanto, nessa configuração, os quatro orifícios radiais do rotor estão alinhados aos dutos de entrada de fluido (indicados por E1, E2, E3 e E4).

De acordo com a nomenclatura da figura 6.5, os resultados de vazão obtidos são:

$$q_{in} = q_{out1} + q_{out2} = 39,66 \text{ Lpm}$$

A seguir, os contornos de gradientes de pressão e de energia cinética turbulenta revelam os lugares nos quais as perdas de energia são maiores, esclarecendo as diferenças entre as velocidades das linhas de corrente exibidas ao final desta seção.

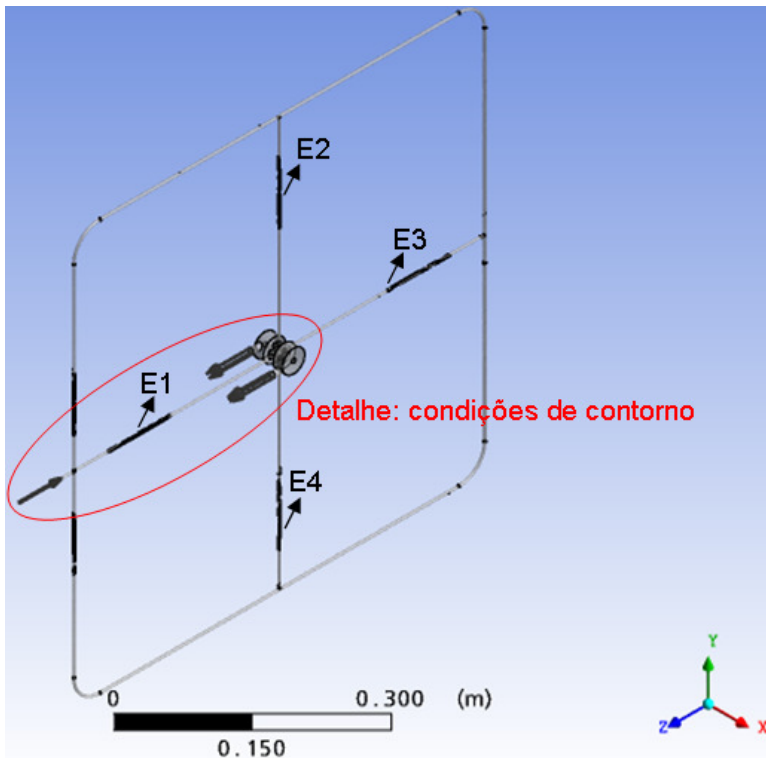


Figura 6.4 – Modelagem completa do problema: tubulação e VRI.³⁷

Primeiramente, conforme a figura 6.6, observa-se que a tubulação empregada apresenta uma grande perda de carga. Os pontos de pressão nas junções indicados por p_a , p_b , p_c e p_d têm, respectivamente, os seguintes valores de pressão: $p_a = 24,8$ bar; $p_b = 2,9$ bar; $p_c = 2,6$ bar; $p_d = 2,9$ bar.³⁸

³⁷ As regiões escuras na figura revelam que o modelo não está muito refinado nestes locais. Porém, isto não significa que o modelo não está suficientemente refinado.

³⁸ A diferença entre os valores de pressão nos pontos indicados é consequência do anel tubular ser do mesmo diâmetro dos tubos de aceleração do fluido. Para evitar que isto ocorra, este anel deve possuir um maior diâmetro de forma que as pressões nas entradas dos tubos de aceleração sejam iguais.

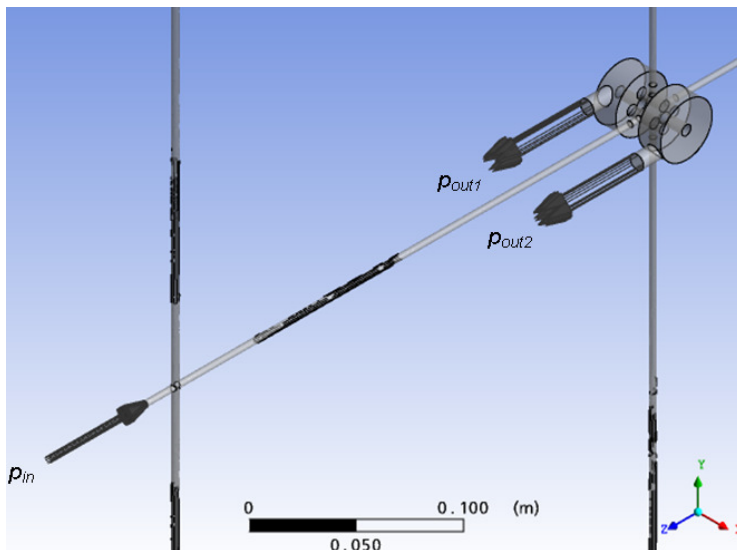


Figura 6.5 – Detalhe das condições de contorno do modelo completo.

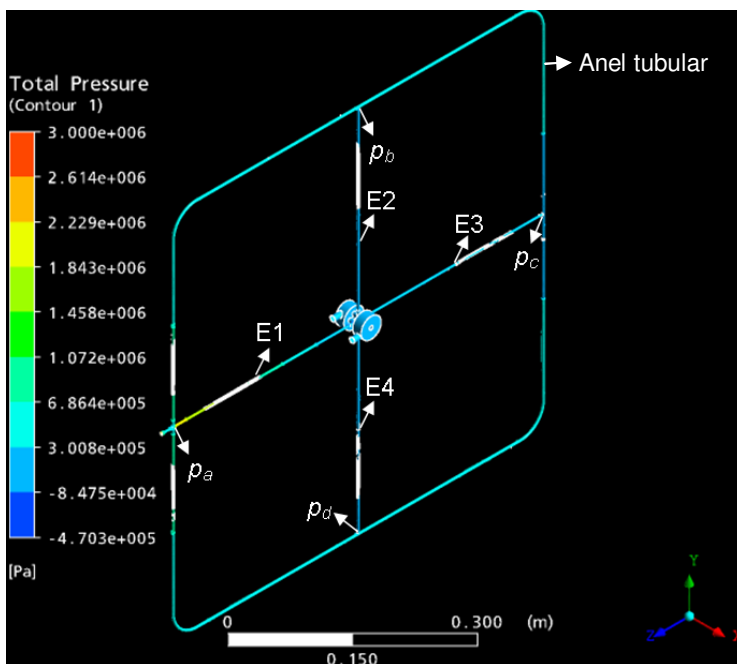


Figura 6.6 – Gradiente de pressão do modelo completo.

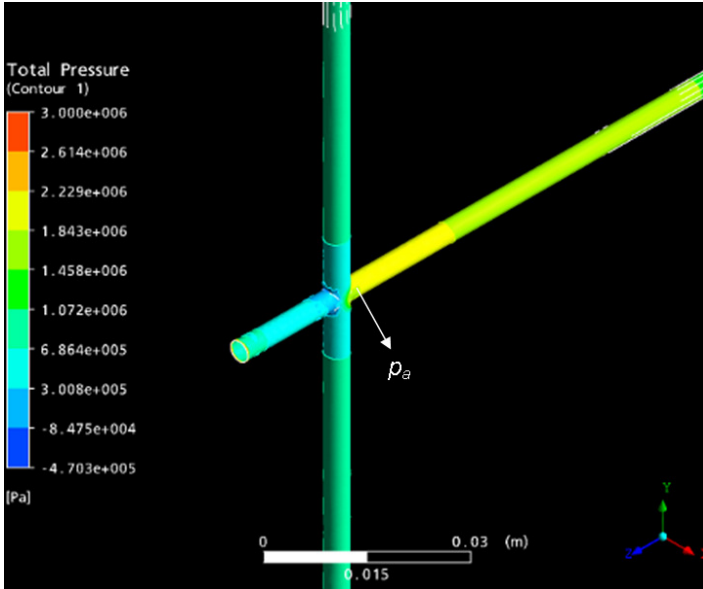


Figura 6.7 – Detalhe: gradiente de pressão da tubulação.

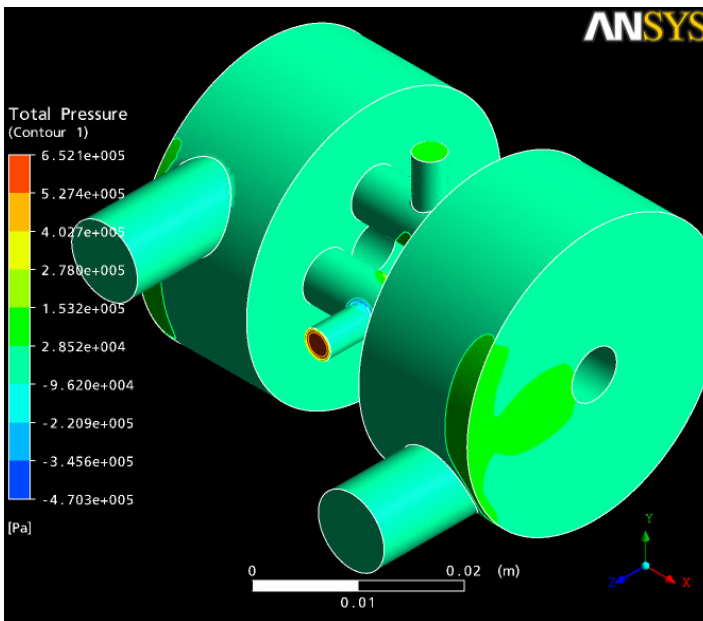


Figura 6.8 – Detalhe: gradiente de pressão da VRI (ângulo 1).

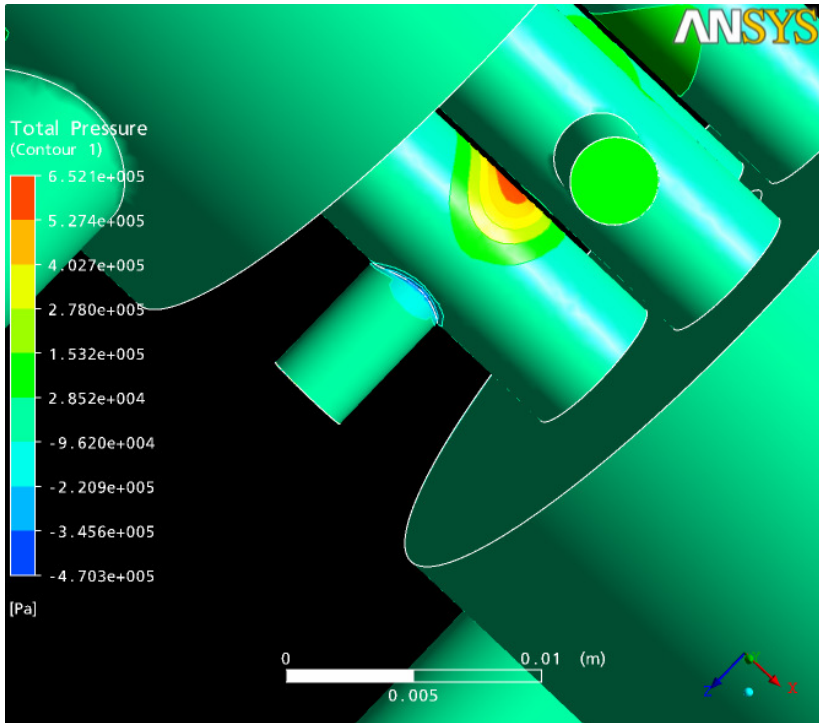


Figura 6.9 – Detalhe: gradiente de pressão da VRI (ângulo 2).

Como é de se esperar, sabendo-se que a vazão é função da raiz quadrada da diferença de pressão, aquele valor de vazão apresentado acima (39,66 Lpm), é dado pelas seguintes parcelas calculadas na simulação: $q_{E1} = 21,05$ Lpm; $q_{E2} = 6,77$ Lpm; $q_{E3} = 5,07$ Lpm; $q_{E4} = 6,77$ Lpm.

Tal diferença de vazão nos dutos é corroborada na figura 6.10, onde, pelas cores da escala, se nota que a velocidade do fluido no conduto E1 é maior que nos condutos E2 e E4, os quais apresentam maior velocidade que aquela dada em E3.

Por fim, a figura 6.13 e a figura 6.14 apontam que a energia cinética na tubulação é maior no conduto de entrada do fluido e, consequentemente, na VRI é maior no orifício alinhado a tal conduto.

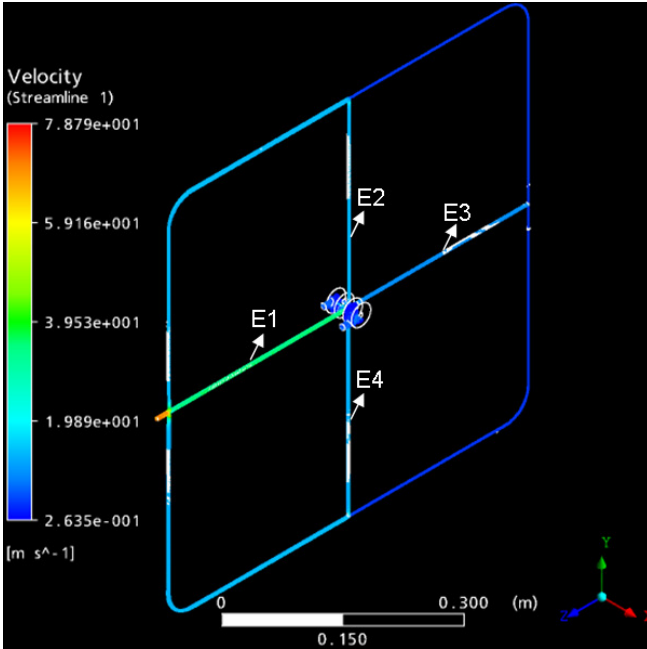


Figura 6.10 – Gradiente de velocidade do modelo completo.

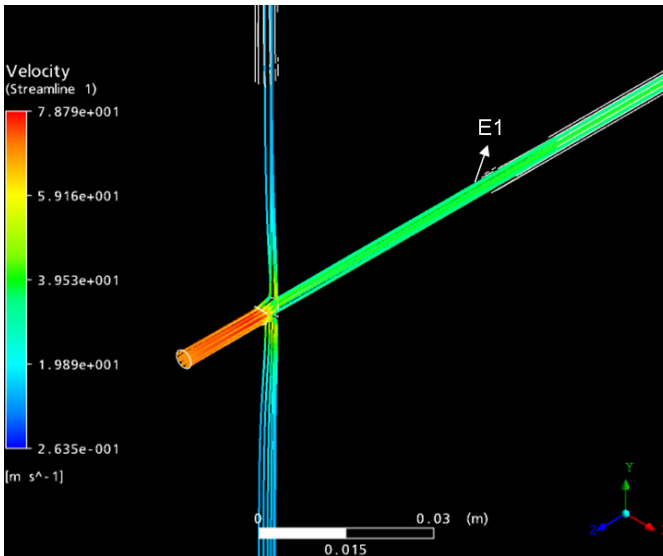


Figura 6.11 – Detalhe: gradiente de velocidade da tubulação.

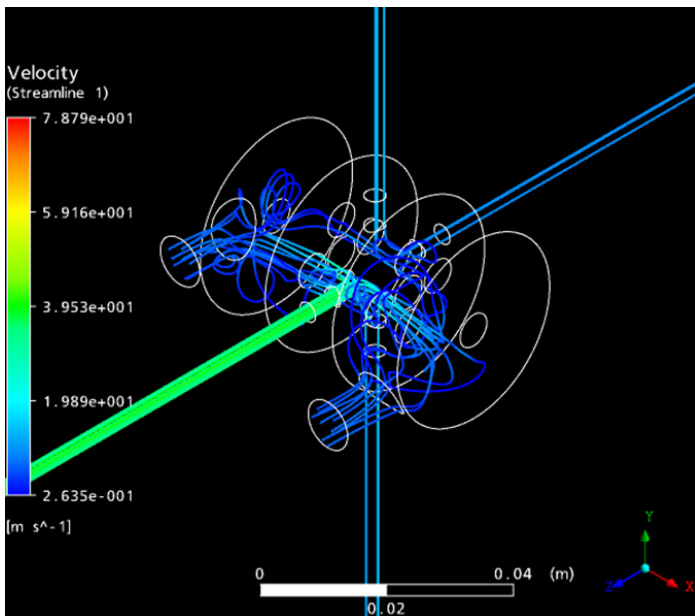


Figura 6.12 – Detalhe: gradiente de velocidade da VRI.

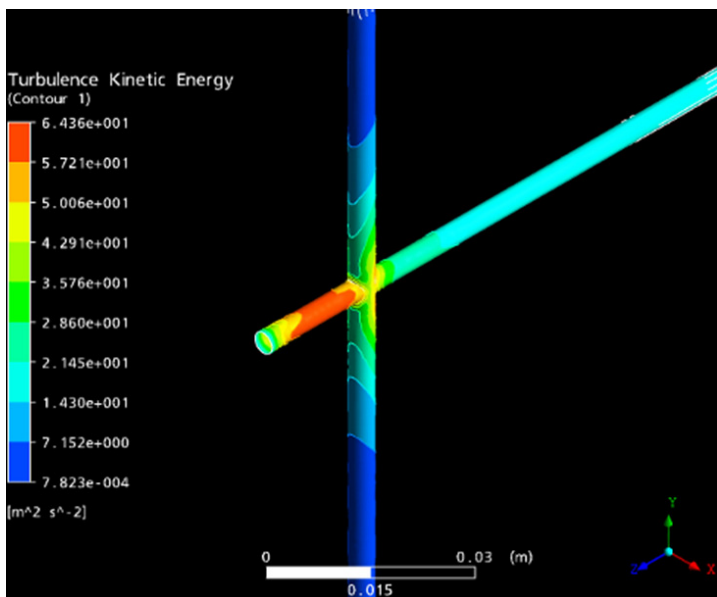


Figura 6.13 – Energia cinética turbulenta na tubulação.

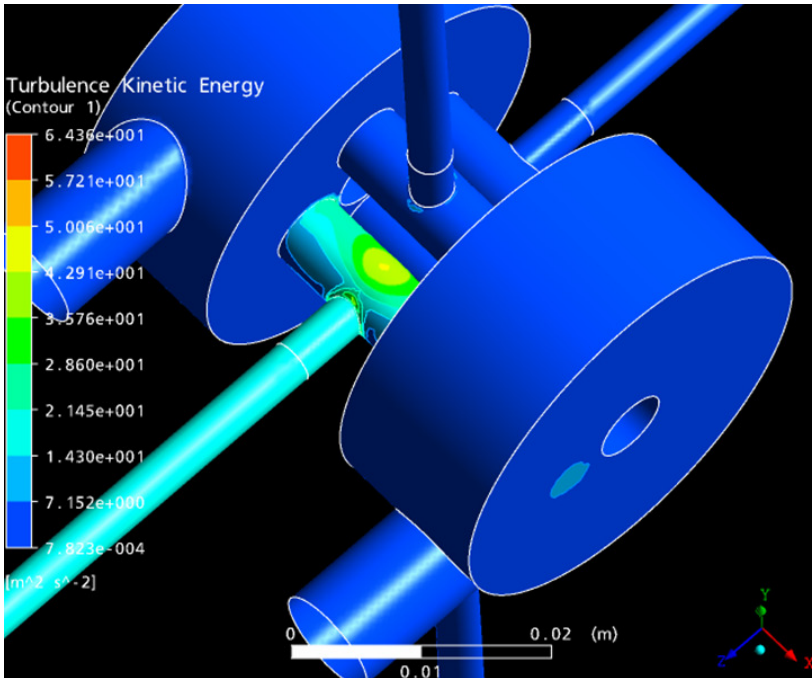


Figura 6.14 – Energia cinética turbulenta na VRI.

6.3.2 Configuração 2

Com o intuito de se avaliar somente a tubulação, exclui-se a VRI nessa configuração, tal como exibe a figura 6.15. Para tal simulação, os resultados são apontados a seguir:

$$q_{in} = q_{out1} + q_{out2} + q_{out3} + q_{out4} = 40,38 \text{ Lpm}$$

$$q_{out1} = 21,43 \text{ Lpm}$$

$$q_{out2} = 6,89 \text{ Lpm}$$

$$q_{out3} = 5,17 \text{ Lpm}$$

$$q_{out4} = 6,89 \text{ Lpm}$$

Aqui, considera-se que os dutos da tubulação E1, E2, E3 e E4 estão abertos para a atmosfera, onde estaria a válvula. Comparando-se este valor (40,38 Lpm) com aquele da configuração anterior (39,66 Lpm) nota-se que a VRI, nestas condições, representa um elemento de baixa perda de carga, reduzindo a vazão em menos que 2%. Ainda, percebe-se

que as parcelas de vazão estão distribuídas na mesma proporção que na primeira configuração.

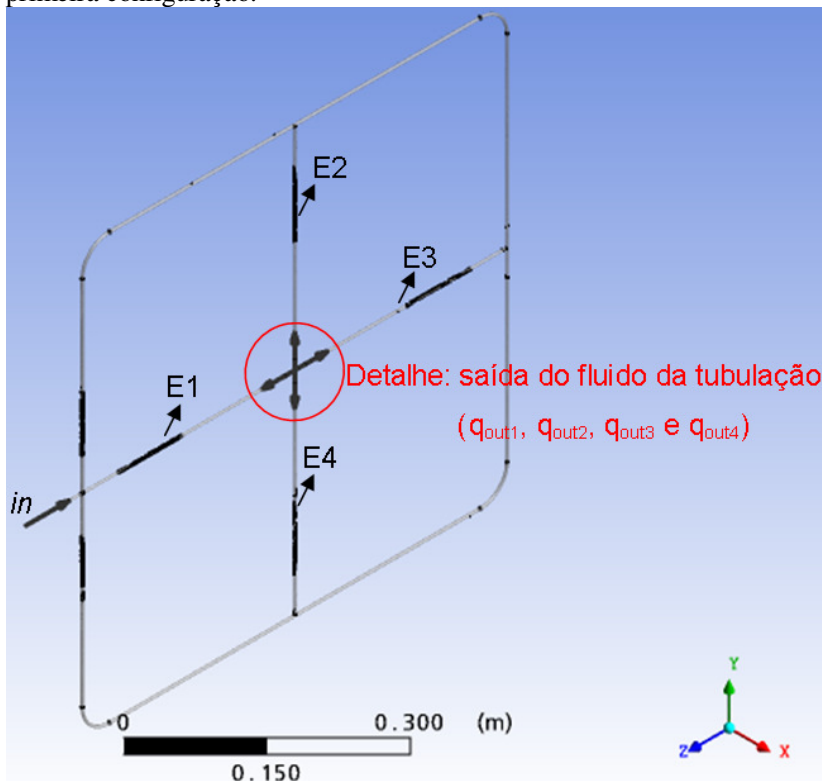


Figura 6.15 – Modelagem da tubulação completa.

6.3.3 Configuração 3

Conforme a figura 6.16, somente um conduto de entrada é considerado neste caso. Ao mesmo tempo, o modelo da VRI considera que esta possui apenas um orifício radial. Este modelo simplificado, como se pode observar a seguir, serve de comparação aos resultados obtidos na modelagem no LMS Imagine.Lab AMESim. Dessa maneira, seguem os resultados alcançados:

$$q_{in} = q_{out1} + q_{out2} = 22,27 \text{ Lpm}$$

Sendo este um resultado bem próximo da vazão calculada no conduto E1 da configuração 1.

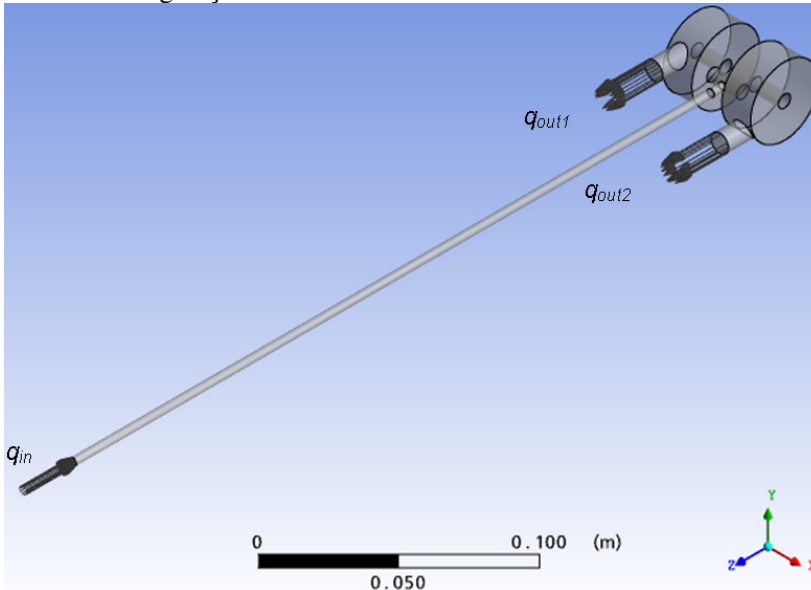


Figura 6.16 – Modelagem parcial do problema: um conduto de entrada e um orifício radial na VRI.

6.4 Simulações no LMS Imagine.Lab AMESim

As simulações no LMS Imagine.Lab AMESim foram realizadas tanto para avaliar os escoamentos em regime permanente quanto em transiente. Nesta ferramenta, as equações (4.3) e (4.7) descrevem o escoamento do fluido na tubulação³⁹ ao passo que a equação (4.15) estabelece a relação entre vazão e queda de pressão na válvula, modelada como um orifício.

A compressibilidade do fluido e a expansão da tubulação com a pressão são contabilizadas por meio de um módulo de compressibilidade efetivo (β_e). Com isto, além do módulo de compressibilidade isotérmico do fluido, necessita-se da espessura da parede e do módulo de elasticidade do material do conduto, cujos valores utilizados são dados a seguir.

³⁹ O modelo empregado no LMS Imagine.Lab AMESim divide a tubulação em cinco partes iguais ($L/5$).

$$e = 3 \times 10^{-3} \text{ [m]} \quad \left| \begin{array}{l} \text{Espessura da parede do tubo} \\ E = 206 \times 10^9 \text{ [Pa]} \quad \left| \begin{array}{l} \text{Módulo de elasticidade do material do tubo (aço)} \end{array} \right. \end{array} \right.$$

Ainda, o fator de atrito f é calculado internamente pela ferramenta conforme o método apresentado por Zielke (1968). A variação do valor do coeficiente de descarga do orifício de acordo com a velocidade do fluido também é levada em consideração⁴⁰. Ainda, seguiram-se as recomendações de Linsingen (2008) quanto aos valores máximos a serem adotados para este parâmetro. Assim, para as simulações de regime permanente, onde o rotor fica parado fazendo com que a área do orifício (orifício radial do rotor da VRI) seja a mesma que a da seção de entrada (área do conduto de entrada do fluido), seu valor deve ser unitário. Por sua vez, em regime transiente, onde a área de passagem do fluido é variável, o referido autor indica um valor máximo de 0,7. Como consequência, os parâmetros necessários ficaram definidos tal como apresentados abaixo.

$$\begin{array}{l} C_{dturbp} = 1 \\ C_{dturbt} = 0,7 \\ Re = 2000 \end{array} \quad \left| \begin{array}{l} \text{Coeficiente de descarga turbulento (máximo) para regime permanente} \\ \text{Coeficiente de descarga turbulento (máximo) para regime transiente} \\ \text{Número de Reynolds crítico} \end{array} \right.$$

Deste modo, a configuração 3 do item anterior serviu para validar os resultados em regime permanente obtidos no LMS Imagine.Lab AME-Sim. Posteriormente, como exibido na seção 6.4.2, tal modelo foi incrementado de forma a analisar o escoamento em regime transiente nas mais diversas situações. No entanto, as condições de contorno mantiveram-se como descritas abaixo:

- pressão de entrada (*in*): 30 bar;
- pressão de saída (*out*): 0 bar.

6.4.1 Regime Permanente

A figura 6.17 reflete a modelagem da configuração 3, tal como expõe a figura 6.16, onde somente um conduto de entrada bem como apenas um orifício radial na VRI são considerados. Desta maneira, seguem os resultados alcançados:

$$q_{in} = q_{out} = 22,22 \text{ Lpm}$$

⁴⁰ Discussões sobre a variação do coeficiente de descarga com a velocidade do fluido podem ser encontradas em Merritt (1967) bem como em De Negri e Kinceler (2001).

Ou seja, este resultado apresenta um erro de 0,2% (22,22 Lpm / 22,27 Lpm) em relação ao resultado obtido pelo ANSYS CFX.

Com o intuito de se observar a perda de carga introduzida caso o conduto de entrada do fluido fosse estendido de 0,33 m para 1 m, obtiveram-se:

$$q_{in} = q_{out} = 14,53 \text{ Lpm}$$

O que significa que há uma diminuição de 33,1 % (14,86 Lpm / 22,22 Lpm) na vazão.

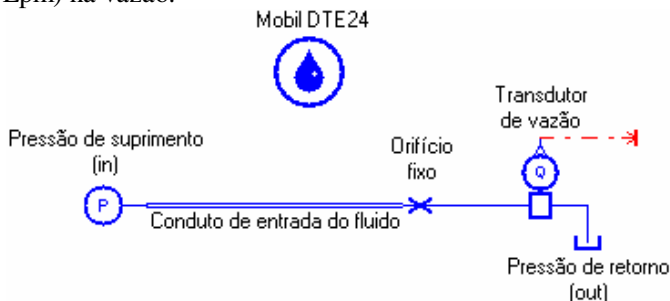


Figura 6.17 – Modelagem parcial do problema: um conduto de entrada e um orifício radial na VRI.

6.4.2 Regime Transiente

Uma vez validado o modelo anterior, o orifício fixo deu lugar a um orifício variável⁴¹ na execução de análises em regime transiente, como exibe a figura 6.18.

De tal modo, a figura 6.19 apresenta a curva de vazão em função da frequência de acionamento do rotor⁴² para dois diferentes dutos de entrada a fim de que se observe o efeito da ressonância em função do comprimento do tubo. Conforme se pode notar, uma redução para 66,6% no comprimento do duto original (0,22 m / 0,33 m) faz com que as frequências excitadas sejam deslocadas na mesma proporção (no caso das frequências identificadas na figura tem-se: $38 \times 4 / 57 \times 4 = 152 / 228 = 0,67$).

Como descrito no capítulo anterior, os valores das frequências ressonantes em um dado conduto hidráulico, quando da variação do estado

⁴¹ A função de abertura/fechamento do orifício implementada no LMS Imagine.Lab AME-Sim é explanada no Apêndice 4.

⁴² Conforme delineado no Apêndice 4, a frequência de abertura do orifício variável, neste caso, é dada pela frequência de acionamento do rotor multiplicada por 4.

de suas extremidades, não são de fácil obtenção. Porém, a ferramenta LMS Imagine.Lab AMESim permite que se façam análises lineares de sistemas, onde suas frequências naturais podem ser observadas em diferentes instantes.

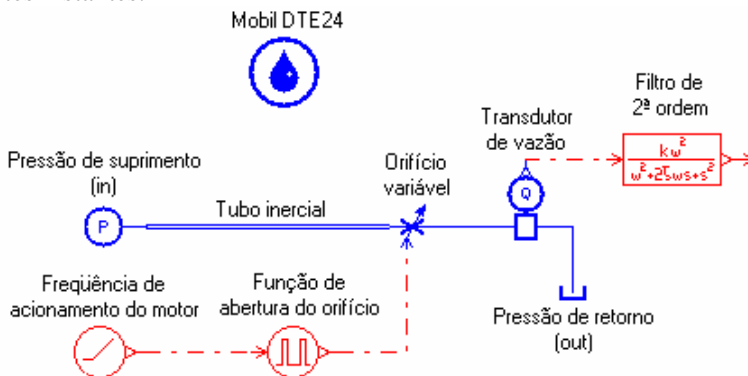


Figura 6.18 – Modelagem parcial do problema: um conduto de entrada e um orifício radial variável na VRI.⁴³

Assim, a figura 6.20 exibe os valores das frequências que podem ser excitadas para uma tubulação de 0,33 m de comprimento e 3,5 mm de diâmetro. De fato, essas frequências estão próximas daquelas onde se observam os vales de vazão decorrentes de ressonância mostrados na figura 6.19 (no caso do exemplo, $38 \times 4 \cong 151,49$ Hz). Com isto, comprova-se que essa análise, ainda que imprecisa, serve como guia para o dimensionamento dos condutos a serem utilizados em projetos futuros.

Na sequência, com o intuito de se visualizar o comportamento de um cilindro em conjunto com a válvula, acoplou-se um motor linear (curso = 0,2 m) ao circuito composto por um conduto de entrada do fluido e um orifício variável como se verifica na figura 6.21. Devido à pequena carga empregada no modelo (massa = 3,3 kg), os valores médios de vazão ficam próximos daqueles mostrados na figura 6.19.

Pode se notar pela figura 6.22 que o deslocamento fica mais “suave” à medida que se aumenta a frequência. Também, quanto maior a frequência, menores são os picos de pressão no circuito (não mostrados em figuras). Assim, essas duas figuras, juntamente com a análise dos dados exi-

⁴³ Um filtro passa baixas de 2ª ordem foi utilizado na saída do sinal do transdutor de vazão dos modelos do LMS Imagine.Lab AMESim para que também se acompanhasse a mesma com suas oscilações atenuadas.

bidos na figura 6.20, ajudam a delimitar a frequência mínima em que a VRI deve ser utilizada.

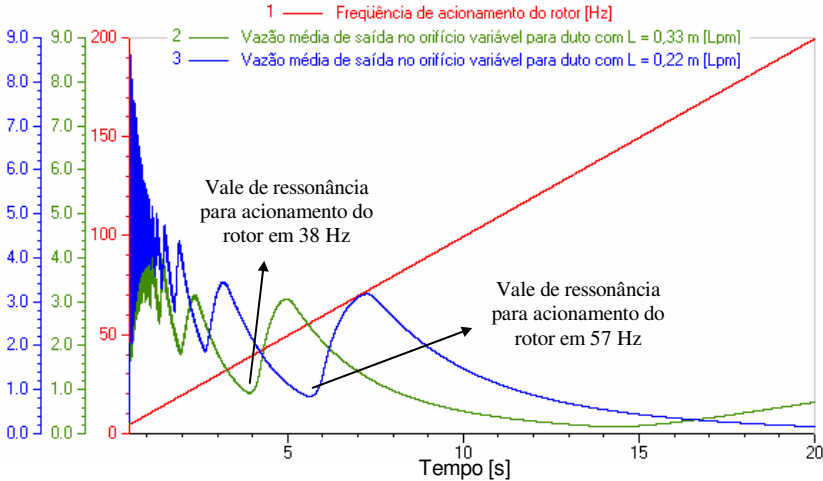


Figura 6.19 – Curva de vazão média em função da frequência do rotor para duto com 0,33 m e 0,22 m de comprimento.

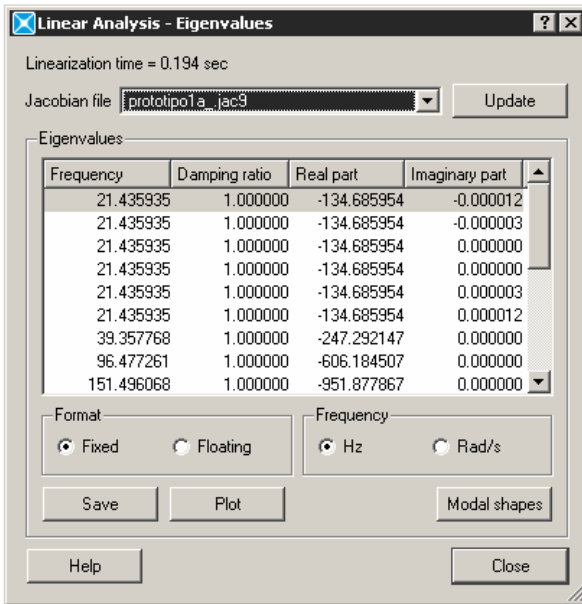


Figura 6.20 – Frequências ressonantes para um orifício variável localizado na extremidade da tubulação de 0,33 m.

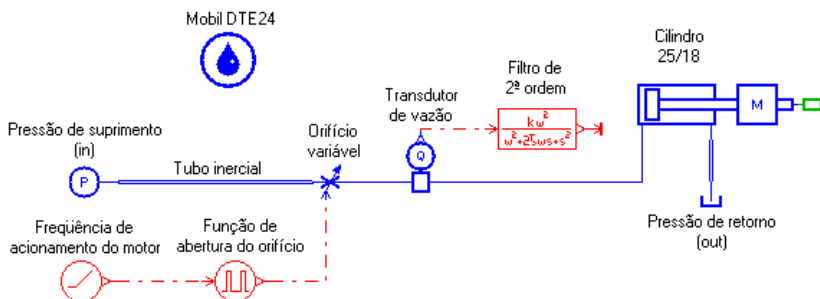


Figura 6.21 – Motor linear acoplado ao circuito composto por um conduto de entrada do fluido e um orifício variável.

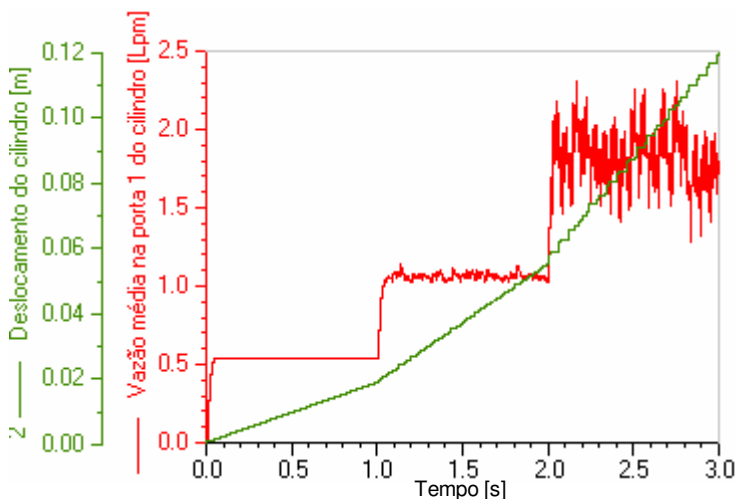


Figura 6.22 – Deslocamento do cilindro para as frequências do rotor em 100 Hz, 40 Hz e 20 Hz.

6.5 Considerações Finais

Dentre as duas ferramentas empregadas para a modelagem da VRI neste trabalho, a ANSYS CFX se caracterizou por apresentar resultados mais apurados, onde o escoamento no interior da válvula e da tubulação é obtido em detalhes. Por outro lado, a modelagem no LMS Imagine.Lab AMESim se distinguiu por seu baixo tempo para realizar uma simulação com resposta satisfatória.

Desse modo, o ANSYS CFX é explorado para aprimorar o projeto de forma a identificar e reduzir as perdas de carga no circuito hidráulico. Ainda, os resultados dessa ferramenta servem como referenciais para o ajuste dos parâmetros da modelagem no LMS Imagine.Lab AMESim.

Com a validação dos modelos elaborados no LMS Imagine.Lab AMESim, empregou-se o mesmo na modelagem do circuito hidráulico por completo, o qual inclui o controlador em malha fechada com a válvula.

Nessa situação, o próximo capítulo exhibe as VRI propostas neste trabalho bem como seus testes em bancada e simulações finais.

CAPÍTULO 7

MODELOS DE VRI PROPOSTOS

Este capítulo descreve os estudos realizados com os dois modelos de VRI propostos neste trabalho. O primeiro é apresentado na seção 7.1. Testes em bancada, simulações e avaliação sobre o desempenho desse protótipo são exibidos em seguida. Um segundo modelo de VRI é proposto e seu comportamento em circuitos hidráulicos é mostrado adiante.

7.1 Protótipo 1 de VRI Proposto

Este primeiro protótipo de VRI foi proposto e fabricado com base nas simulações exibidas no capítulo 6. Os principais componentes bem como as características e formas geométricas finais do seu modelo são exibidos na figura 7.1 enquanto os respectivos componentes desta vista explodida são enumerados na tabela 7.1.

As modificações realizadas sobre o protótipo preliminar, desenvolvido por De Negri e Climaco (2004), tiveram o intuito de melhorar a fabricação, a montagem e o desempenho da VRI. Também, este projeto visou possibilitar um estudo detalhado da influência dos parâmetros de projeto sobre a resposta da válvula. Assim, destacam-se algumas melhorias desta concepção:

- utilização de acoplamento com suporte para compensar os desalinhamentos axial, radial e angular dos eixos acoplados (ver figura 7.2);
- eliminação do uso de vedação rotativa na tampa do lado 2, empregando-se apenas uma no lado 1 (ver figura 7.2);
- formas geométricas para emprego de vedação rotativa disponível no mercado que atendessem a velocidade linear do eixo do rotor e pressão de trabalho na VRI (ver figura 7.2 e figura 7.3);⁴⁴
- tomada de pressão em um orifício radial de entrada de fluido na VRI (ver figura 7.4) e na câmara interior da VRI (ver figura 7.5).

⁴⁴ O número de orifícios radiais no rotor (oito) em conjunto com o diâmetro do mesmo são os parâmetros que definem a frequência de abertura e fechamento dos orifícios variáveis de passagem do fluido.

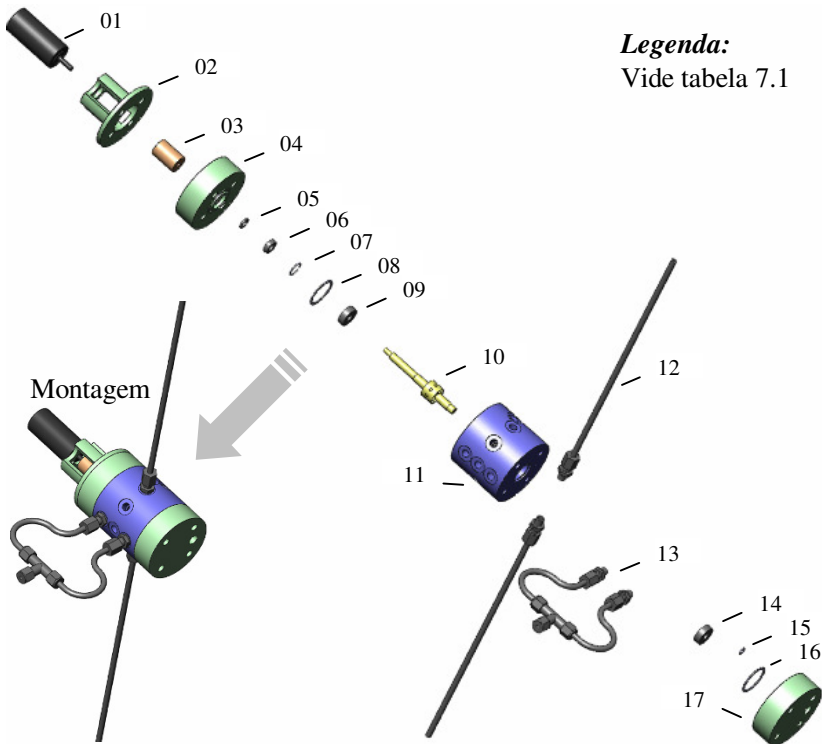


Figura 7.1 – Características e formas geométricas do Protótipo 1 de VRI proposto em vista explodida.

Tabela 7.1 – Componentes do Protótipo 1 de VRI proposto.

<i>Índice</i>	<i>Componente</i>
01	Motor Maxon Powermax 30
02	Suporte para motor na válvula
03	Acoplamento entre motor e rotor KTR Rotex GS 09 AL 98 ShA 2.0
04	Tampa do lado 1 da válvula
05	Vedação rotativa Trelleborg TG300080T46N
06	Encosto para vedação rotativa
07	Anel elástico Seeger 502.016
08	O'ring Parker 2025 N300-70B

09	Rolamento NSK 608 ZZMC3
10	Rotor da válvula
11	Corpo da válvula
12	Tubos inerciais
13	Tubulação de saída do fluido
14	Rolamento NSK 608 ZZMC3
15	O'ring Parker 2025 N300-70B
16	O'ring Parker 2007 N300-70B
17	Tampa do lado 2 da válvula

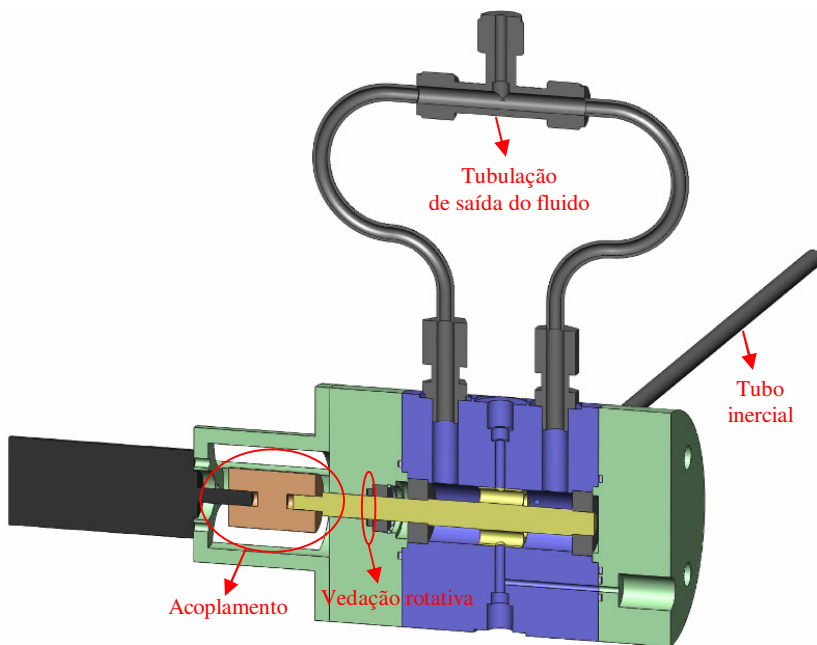


Figura 7.2 – Vista em corte do Protótipo 1 de VRI proposto: acoplamento e vedação rotativa.

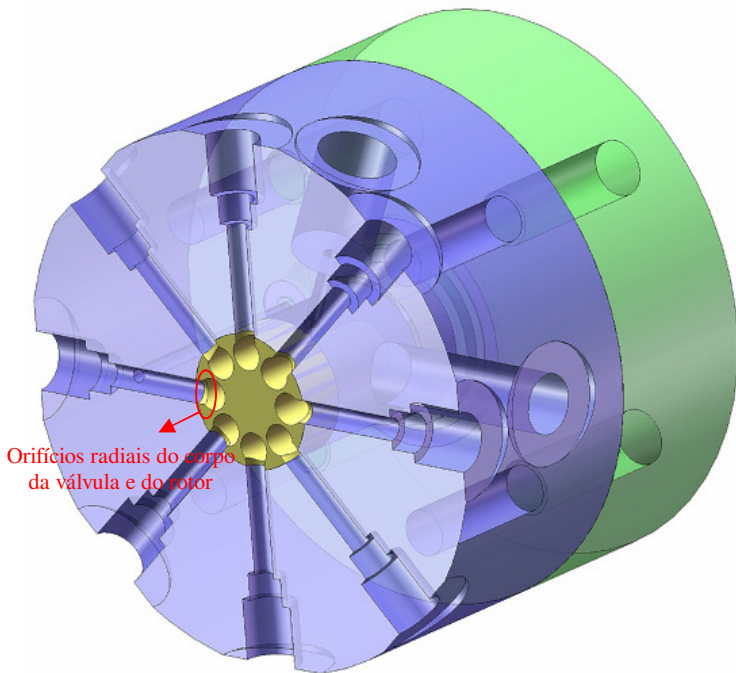


Figura 7.3 – Vista em corte do Protótipo 1 de VRI proposto: oito orifícios radiais para menor velocidade linear do eixo do rotor.

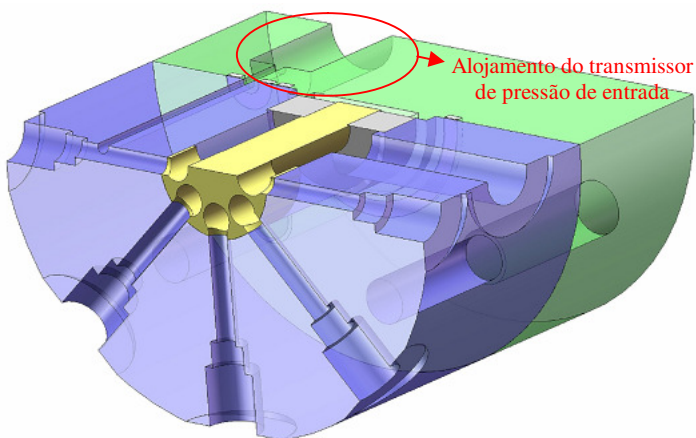


Figura 7.4 – Vista em corte do Protótipo 1 de VRI proposto: tomada de pressão em uma entrada de fluido.

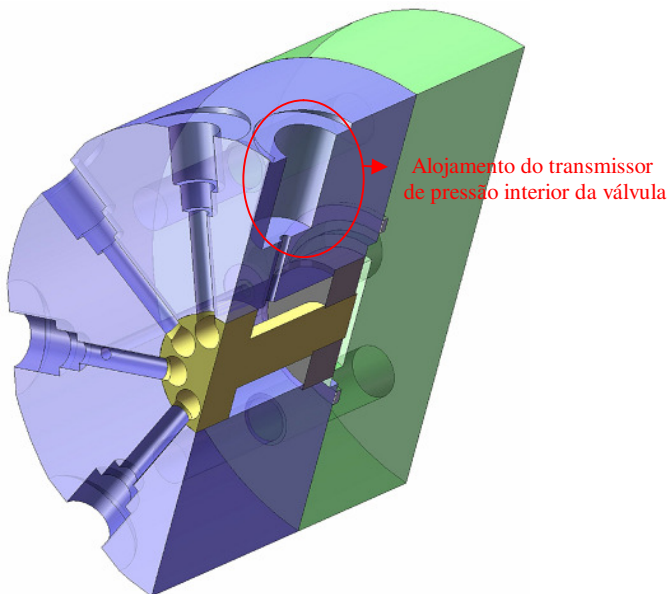


Figura 7.5 – Vista em corte do Protótipo 1 de VRI proposto: tomada de pressão no interior da válvula.

7.2 Bancada de Testes

A bancada de testes mostrada na figura 7.6 é constituída por um cilindro assimétrico de dupla ação tendo acoplado à extremidade da haste massas variáveis e uma mola com pré-carga regulável para representar a atuação de uma força externa (SCHWARTZ, 2004; INÁCIO PEREIRA, 2006). Três transdutores de pressão e um transdutor de deslocamento também estão instalados na bancada. A válvula rotativa inercial, por sua vez, está conectada à câmara de maior área do cilindro.

Além disso, apesar de não serem mostrados em figuras, utilizam-se condicionadores de sinais, um sistema de aquisição de dados e controle e uma unidade de potência e condicionamento hidráulico (UPCH). A tabela 7.2 descreve alguns dos componentes relacionados enquanto as figuras 7.7 e 7.8 detalham as partes mais relevantes.

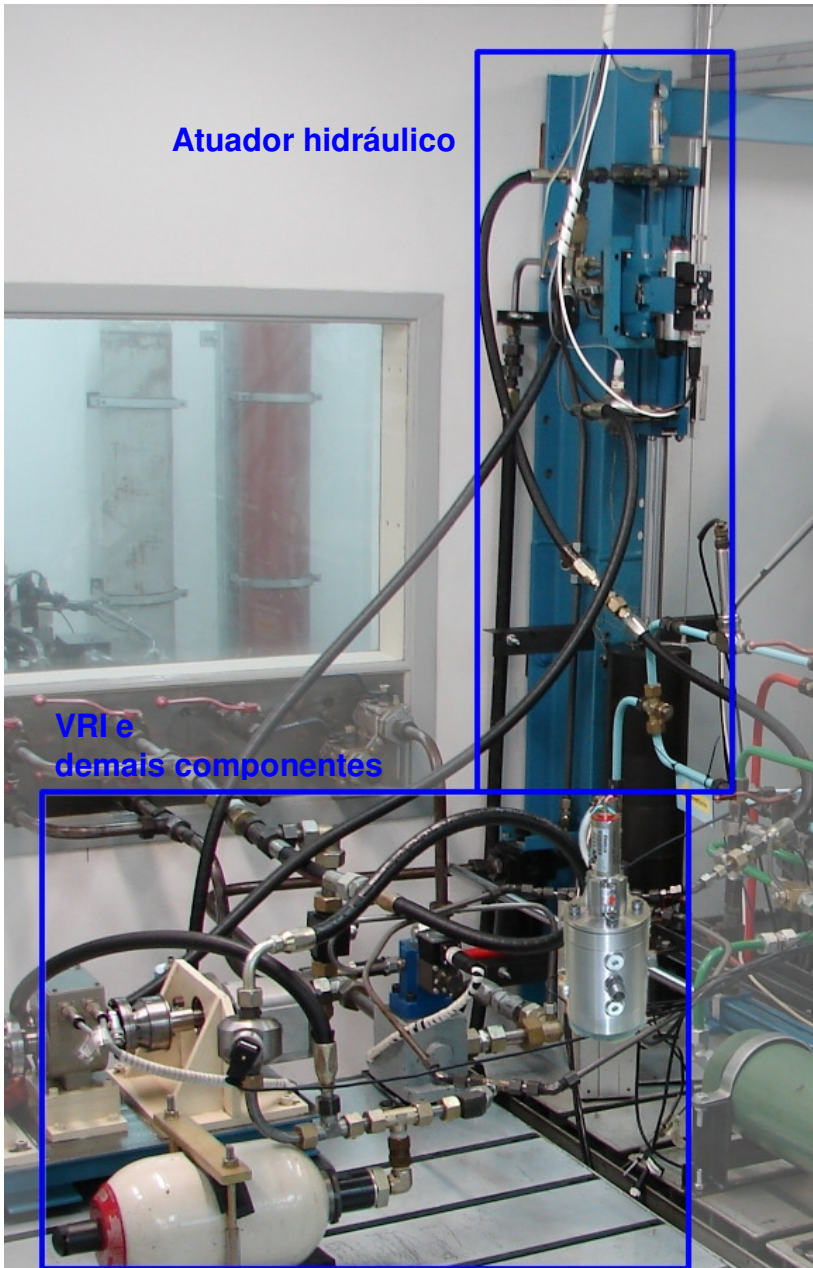


Figura 7.6 – Bancada de testes.

Tabela 7.2 – Descrição dos principais componentes da bancada de testes.

Unidade de potência e condicionamento hidráulico (UPCH): duas bombas de pistões axiais de eixo inclinado; vazões volumétricas de até $8,33e^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ (50 Lpm) cada uma; pressão de trabalho de até $2,1 \times 10^7 \text{ Pa}$ (210 bar).
Cilindro hidráulico assimétrico de dupla ação: marca Bosch Rexroth; modelo CDT3MS263/45/400Z1X/B1HHLM; diâmetro do êmbolo de 63 mm; diâmetro da haste de 45 mm; curso de 400 mm.
Conjunto de massas variáveis: cinco blocos de aço, com aproximadamente 18,5 kg cada, totalizando 92,5 kg.
Mola: 16 espiras; constante elástica (K_m) de 27560 N/m; comprimento livre de 790 mm; comprimento de bloco de 321 mm.
Transdutor de pressão: marca HBM; modelo P2VA1/200; faixa de medição de 0 a 200 bar.
Transdutor de pressão: marca HBM; modelo P2VA1/200; faixa de medição de 0 a 200 bar.
Transdutor de pressão: marca HBM; modelo P15RVA1/200B; faixa de medição de 0 a 200 bar.
Transdutor de posição indutivo: marca HBM; modelo W200; faixa de medição de -200 a +200 mm; incerteza de medição de $\pm 0,23 \text{ mm}$.

A temperatura de trabalho do fluido é mantida em $40^\circ \text{ C} \pm 2^\circ \text{ C}$ com o auxílio de um sistema de controle de temperatura do óleo localizado na UPCH. A regulagem da vazão e pressão de suprimento é realizada através dos blocos proporcionais instalados na UPCH, os quais contêm válvulas de controle de vazão e pressão. Devido ao fato das válvulas de controle de pressão (válvulas de alívio) não serem realimentadas, ocorre uma queda na pressão de suprimento quando há alteração da vazão que passa pelas mesmas, como pode ser verificada na figura 7.9. Além do mais, as válvulas de controle de pressão utilizadas possuem um tempo de resposta grande, fazendo com que a queda na pressão de suprimento seja acentuada nos instantes em que a vazão é aumentada.

Esse fenômeno poderia ser atenuado com a utilização de um acumulador ou de uma válvula de alívio inserida em uma malha de controle de pressão⁴⁵, tendo em vista que a queda da pressão de suprimento pode prejudicar o desempenho do atuador hidráulico no seguimento de trajetórias. Na ausência de um acumulador, é necessário trabalhar com variação de vazão lenta a fim de que as válvulas de controle de pressão consigam manter a pressão de suprimento a mais constante possível⁴⁶.

⁴⁵ Maiores detalhes sobre esse fato podem ser observados em Schwartz (2004).

⁴⁶ De acordo com Schwartz (2004), somente a variação lenta de vazão não é suficiente para manter a pressão constante visto que as válvulas de alívio possuem um erro de regime permanente.

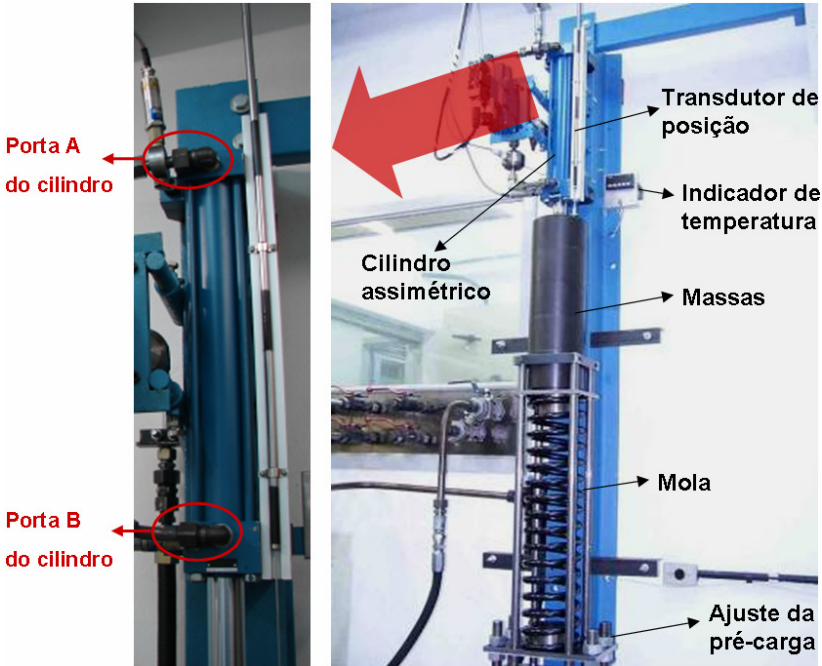


Figura 7.7 – Atuador hidráulico da bancada de testes.



Figura 7.8 – VRI e demais componentes da bancada de testes.

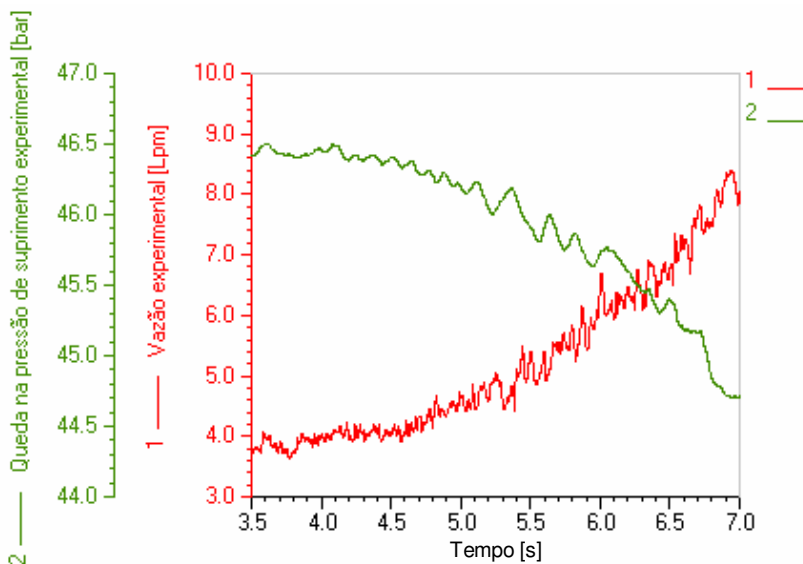


Figura 7.9 – Curva experimental de queda de pressão com o aumento de vazão na UPCH utilizada.

Por sua vez, o sistema de aquisição de dados inclui o sensor de posição e o condicionador de sinais MGC-Plus HBM. O sinal medido é enviado para o sistema de aquisição de dados e controle AQX 300, juntamente com os sinais providos dos transdutores de pressão.

7.3 Testes em Bancada com o Protótipo 1 de VRI Proposto

Os testes com o Protótipo 1 de VRI proposto se deram com o mesmo acionando o atuador da bancada de testes mostrada na seção 7.2. Os resultados são comparados aos obtidos por simulação numérica realizada no LMS Imagine.Lab AMESim. Para tanto, primeiramente é apresentado o modelo utilizado, bem como indicadas as suas partes, na figura 7.10. A descrição das partes, por sua vez, é delineada na tabela 7.3.

A figura 7.11 mostra a velocidade experimental e velocidade simulada para o Protótipo 1 de VRI proposto trabalhando com dois dutos de inércia, onde se verifica boa concordância entre os dados⁴⁷. A veloci-

⁴⁷ A pequena divergência entre as curvas de simulação e experimental, em baixas frequências de acionamento do rotor, pode ser atribuída à força de atrito no cilindro implementada na modelagem em LMS Amesim, que não reflete o mapa de atrito do mesmo percebido na prática.

dade experimental foi obtida através da derivação do sinal de posição dos testes em bancada.

Assim sendo, a vazão estimada na saída da VRI em função da velocidade (frequência rotacional) do motor, a partir da velocidade teórica (de simulação) do cilindro, pode ser visualizada na figura 7.12.

O que se nota, de fato, é a estreita faixa de operação de vazão dessa VRI, com valores variando de 4 Lpm até quase 9 Lpm. Isso se deve, principalmente, por dois motivos: vazamento interno (ver item 08 da tabela 7.3), que induz uma vazão mínima maior que a desejável, e restrição na saída da VRI, oriunda do emprego de um orifício e uma tubulação de pequenos diâmetros internos (ver itens 11 e 12 da tabela 7.3), que faz com que a vazão máxima seja diminuída.

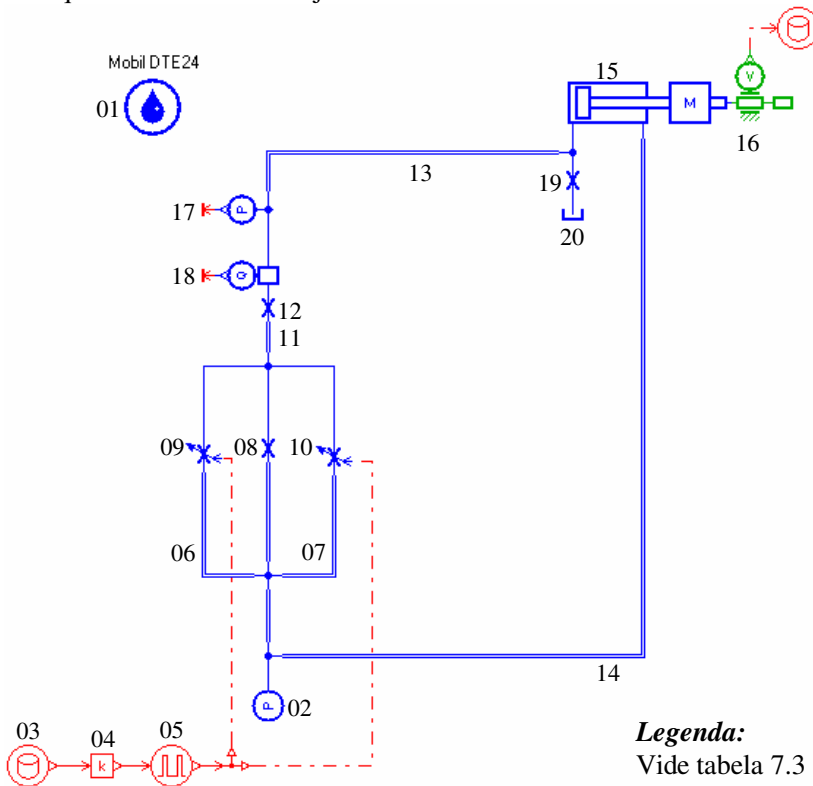


Figura 7.10 – Modelo do Protótipo 1 de VRI proposto acionando um cilindro hidráulico no LMS Imagine.Lab AMESim.

Tabela 7.3 – Parâmetros dos componentes do sistema hidráulico empregados no modelo.

Código	Descrição
01	Propriedades do fluido: $\beta = 14 \times 10^8$ Pa, $\rho = 873$ kg/m ³ , $\mu = 27 \times 10^{-3}$ Pa.s
02	Pressão de suprimento: 47 bar
03	Velocidade do motor em tensão: 5 V até 1,5 V
04	Ganho tensão/frequência: 8,4
05	Função de área de abertura dos orifícios variáveis
06	Tubo de inércia do lado A: 7 mm de diâmetro, 0,6 m de comprimento
07	Tubo de inércia do lado B: 7 mm de diâmetro, 0,6 m de comprimento
08	Orifício de vazamento interno equivalente: 0,8 mm de diâmetro, $C_d = 0,7$
09	Orifício de área variável do lado A: 2,5 mm de diâmetro ⁴⁸
10	Orifício de área variável do lado B: 2,5 mm de diâmetro
11	Tubulação de saída de fluido da VRI: 3,5 mm de diâmetro
12	Orifício de restrição na saída da VRI: 3,0 mm de diâmetro
13	Mangueira de conexão à porta A do cilindro: 1,7 m de comprimento, 11 mm de diâmetro
14	Mangueira de conexão à porta B do cilindro: 2,7 m de comprimento, 11 mm de diâmetro
15	Cilindro hidráulico assimétrico de dupla ação: diâmetro do êmbolo de 63 mm, diâmetro da haste de 45 mm, curso de 400 mm, força estática de 392 N, coeficiente de atrito viscoso de 488 N, 270° de inclinação, massa de 108,5 kg ⁴⁹ ou 16 kg
16	Transdutor de velocidade do cilindro
17	Transdutor de pressão na saída da VRI
18	Transdutor de vazão na saída da VRI
19	Válvula manual para retorno do cilindro
20	Pressão de tanque: 0 bar

Essa faixa de operação poderia ser ampliada, dentre outras maneiras, com a diminuição do vazamento interno e/ou aumento do diâmetro da restrição de saída de fluido da VRI, como exibido na figura 7.13. Ainda, com o incremento do número de tubos de inércia, mantendo-se uma baixa restrição na saída e pequeno vazamento interno, poder-se-ia aumentar consideravelmente a vazão à jusante da VRI, como ilustra a figura 7.14.

⁴⁸ Note que os orifícios de área variável do modelo no LMS Imagine.Lab AMESim, denotados na figura 7.10 pelos números 09 e 10, exprimem o efeito dos oito orifícios radiais do rotor da VRI sobre cada tubo de inércia.

⁴⁹ A massa total de 108,5 kg provém da soma da massa dos cinco blocos de aço (92,5 kg) com a massa da haste e do fluido no interior do cilindro (16 kg).

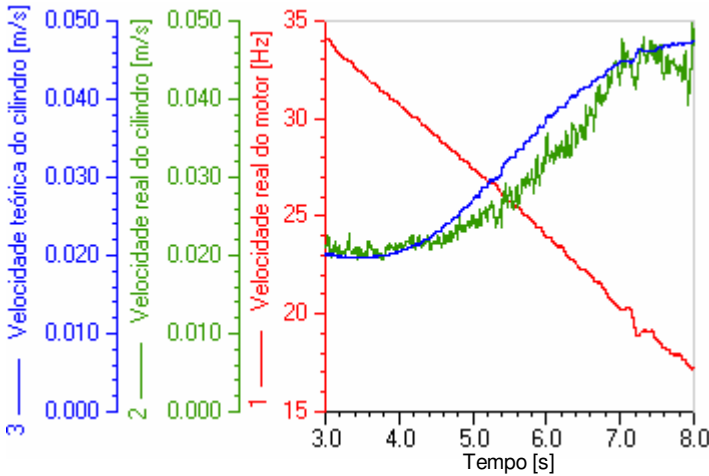


Figura 7.11 – Velocidade experimental x velocidade de simulação do cilindro hidráulico acionado pelo Protótipo 1 de VRI proposto.

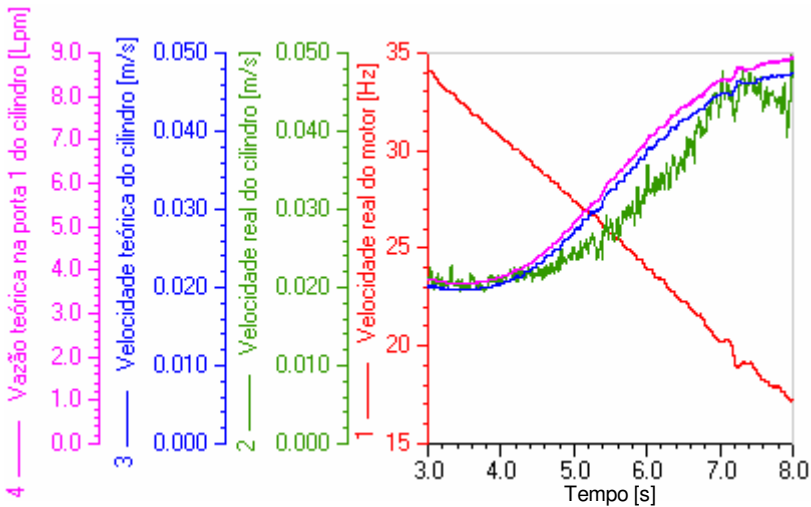


Figura 7.12 – Vazão estimada por simulação na saída do Protótipo 1 de VRI proposto frente aos resultados experimentais.

Uma vez que esses parâmetros não puderam ser modificados após a fabricação desta primeira VRI, uma segunda VRI foi proposta a fim de se

corrigirem esses problemas agora conhecidos⁵⁰. Ademais, outros parâmetros foram dimensionados de modo a se obter uma melhor resposta para a VRI.

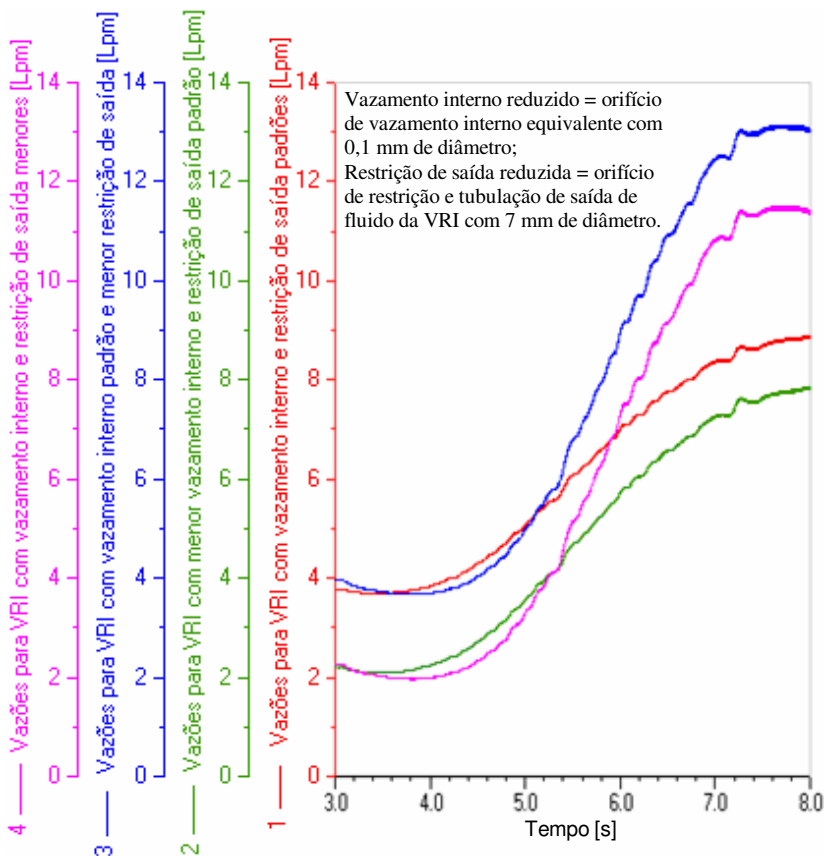


Figura 7.13 – Simulação de vazões à jusante da VRI para 2 tubos de inércia com vazamento interno e/ou restrição na saída reduzidos (faixa de frequência rotacional do motor: 17 Hz até 34 Hz).

Diante disso, a próxima seção traz uma discussão sobre os parâmetros que afetam o desempenho da VRI antes que se apresente o segundo

⁵⁰ Tendo em vista que o Protótipo 1 de VRI proposto serviria para a adequação e validação da modelagem realizada no LMS Imagine.Lab AMESim, esses parâmetros não foram previamente levados em consideração no projeto da VRI.

modelo proposto, de modo a dar suporte ao entendimento deste novo projeto.

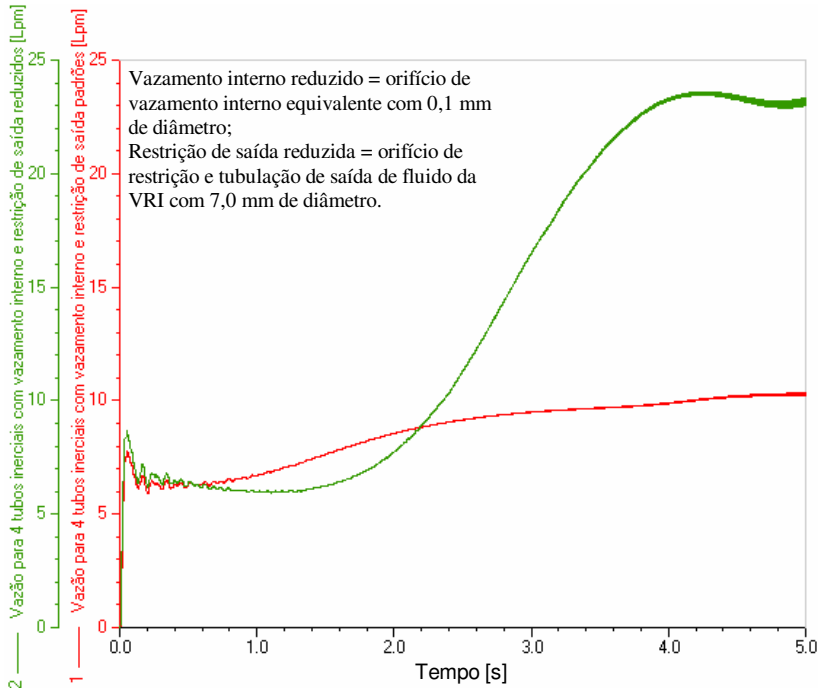


Figura 7.14 – Simulação de vazão à jusante da VRI para emprego de 4 tubos inerciais com vazamento interno e restrição de saída reduzidos (faixa de frequência rotacional do motor: 17 Hz até 34 Hz).

7.4 Discussão sobre o Desempenho da VRI

O entendimento sobre o desempenho da resposta da VRI acoplada a um sistema hidráulico fica mais bem esclarecido quando se divide o problema em duas partes⁵¹:

- efeito inercial do fluido na tubulação de inércia à montante da VRI, gerado pela abertura/fechamento de um orifício de área variável;

⁵¹ Para facilitar a discussão apresentada neste item, o circuito hidráulico adotado, salvo quando especificado, compreende aquele da figura 7.10 sem os itens 07, 10, 14, 15 e 16 descritos na tabela 7.3 e com $L = 0,4$ m para o item 06.

- oscilação de pressão/vazão à jusante da VRI, inerente ao fato de se ter um orifício com variação periódica de sua área.

Como será visto, o primeiro item levará à discussão de como a relação vazão máxima/vazão mínima é influenciada pelos parâmetros de projeto do sistema. No que tange aos parâmetros da VRI, os seguintes itens serão analisados: área total do orifício variável (A_T); relação tempo aberto/tempo fechado deste orifício (t_a / t_f); forma do sinal de abertura/fechamento do orifício. Ao que se refere à tubulação de entrada, o comprimento e o diâmetro interno dos tubos de inertância devem ser ponderados.

Em primeiro lugar, a área total do orifício variável (A_T) determina a vazão máxima alcançada em uma frequência relativamente baixa. É importante ressaltar que essa área deve ser condizente com a área da seção transversal do tubo de inertância utilizado. Ou seja, não há razão em se utilizar uma grande área variável frente à dos tubos de inertância, uma vez que estes limitariam a máxima vazão de saída. Por outro lado, o emprego de uma pequena área variável faria com que essa restringisse a vazão máxima que poderia ser alcançada pelo sistema.

Precisamente, a VRI nada mais é que um elemento regulador de vazão. No caso, a amplitude de vazão é regulada pelo efeito combinado da resposta em frequência dos tubos inerciais com a modulação por largura de pulso do(s) orifício(s) de área(s) variável(eis) da válvula.

O resultado da primeira é a crescente atenuação do valor médio de vazão à medida que se aumenta a frequência de abertura/fechamento do orifício variável, que ocorre quando a variação de sua área é mais rápida que a frequência natural do fluido no tubo inercial.

A modulação por largura de pulso é decorrente da relação tempo aberto/tempo fechado (t_a / t_f) do orifício de área variável, como ilustrada na figura 7.15. Sendo que a área média do orifício variável independe da frequência de acionamento do rotor, a vazão média resultante da modulação por largura de pulso permanece a mesma para qualquer frequência de abertura/fechamento do orifício.

De tal modo, em baixas frequências, o valor médio da vazão à jusante da VRI fica definido exclusivamente pela relação t_a / t_f , onde a vazão é máxima no tempo em que o orifício permanece aberto enquanto é nula quando o mesmo está fechado. Utilizando-se a nomenclatura indicada na figura 7.16, a simulação da figura 7.17 mostra que, com a abertura do orifício, ocorre um gradual decréscimo de pressão no ponto anterior ao

orifício de área variável (p_{ANT}) para o valor da pressão de trabalho (p_A)⁵². Por sua vez, depois de ocorrer seu fechamento, p_{ANT} sobe gradativamente para o valor da pressão de suprimento (p_S). Com isto, a diferença entre p_{ANT} e a pressão no ponto posterior ao orifício variável (p_{POST}) é o que gera o escoamento do fluido pelo mesmo quando aberto, segundo rege a equação (4.15). Como a abertura e o fechamento do orifício são realizados lentamente, a vazão neste coincide com a que se verifica no ponto médio do conduto inercial.

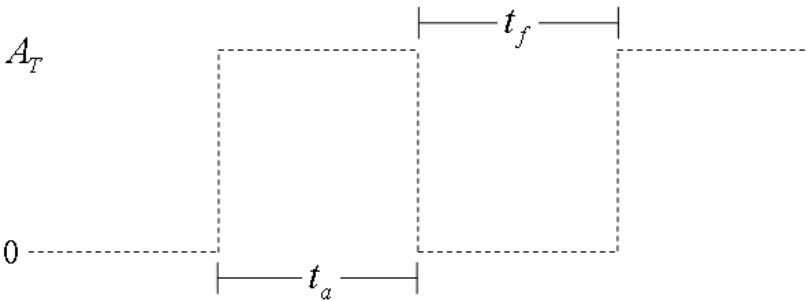


Figura 7.15 – Modulação por largura de pulso com onda quadrada.

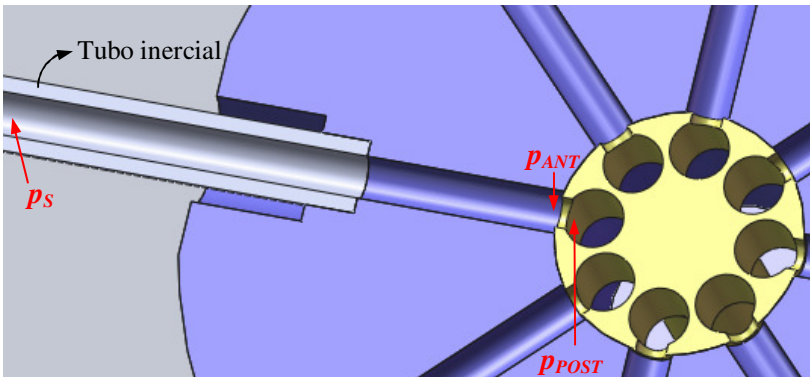


Figura 7.16 – Pressão no ponto anterior (p_{ANT}) e posterior (p_{POST}) ao orifício de área variável da VRI.

⁵² Pressão de trabalho (p_A) é aquela obtida anteriormente ao orifício variável em regime permanente, quando fixado na posição de aberto com área máxima (A_T).

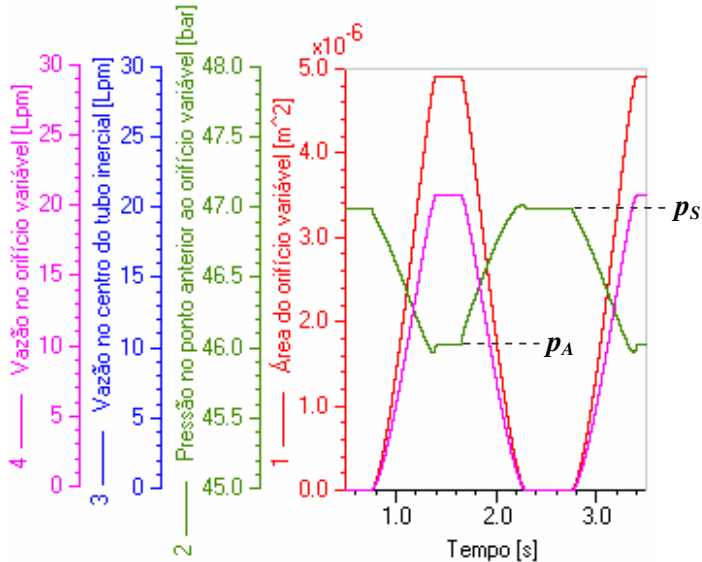


Figura 7.17 – Comportamento da pressão no ponto anterior ao orifício variável e da vazão de saída para frequência do rotor (f_R) em 0,0625 Hz.

À medida que se aumenta a frequência, como mostra a figura 7.18, percebe-se que, no momento após a abertura do orifício, a pressão no ponto anterior ao orifício de área variável (p_{ANT}) decai para um valor abaixo da pressão de trabalho (p_A), até que se estabilize. Também, logo depois de seu fechamento, p_{ANT} sobrepassa o valor da pressão de suprimento (p_S) antes de atingir este seu ponto de equilíbrio. Esses picos de pressão decorrem da conservação da massa no tubo segundo a equação (4.7) combinada com o equilíbrio de forças descrito pela equação (4.3). No caso de se aumentar ainda mais a frequência do rotor, como exibe a figura 7.19, crescem os valores dos picos de p_{ANT} percebidos nos momentos em que as manobras de abertura e de fechamento do orifício são realizadas. Nesta condição, tal como ilustra a figura 7.20, surgem vazões negativas na tubulação. Enfim, para uma determinada frequência do rotor, como mostra a figura 7.21, a excitação do fluido no centro do tubo inercial é tal que a vazão média no mesmo se aproxima de zero. Por consequência, o valor médio da vazão de saída da VRI tende a ser nulo.

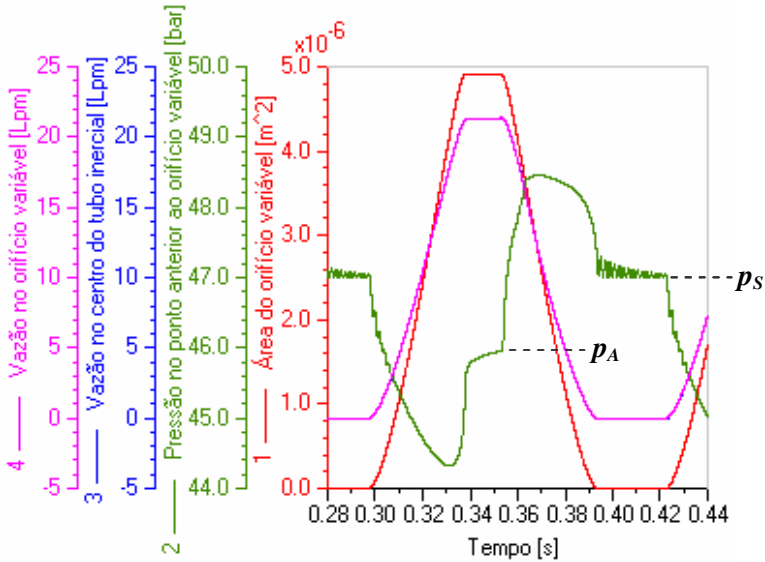


Figura 7.18 – Comportamento da pressão no ponto anterior ao orifício variável e da vazão de saída para frequência do rotor (f_R) em 1 Hz.

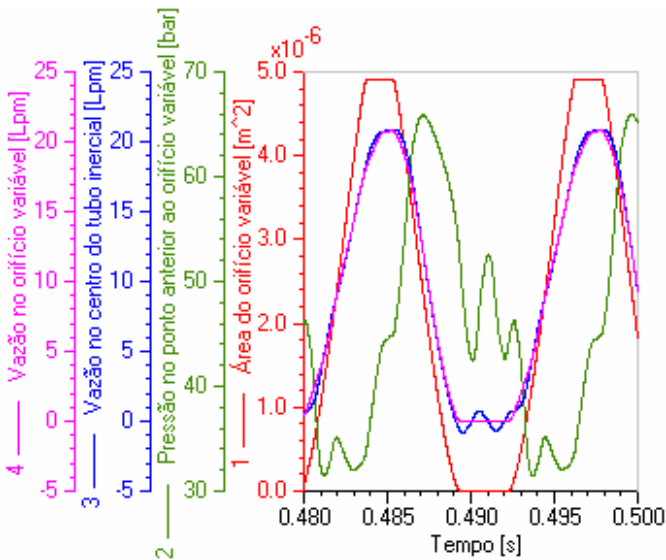


Figura 7.19 – Comportamento da pressão no ponto anterior ao orifício variável e da vazão de saída para frequência do rotor (f_R) em 10 Hz.

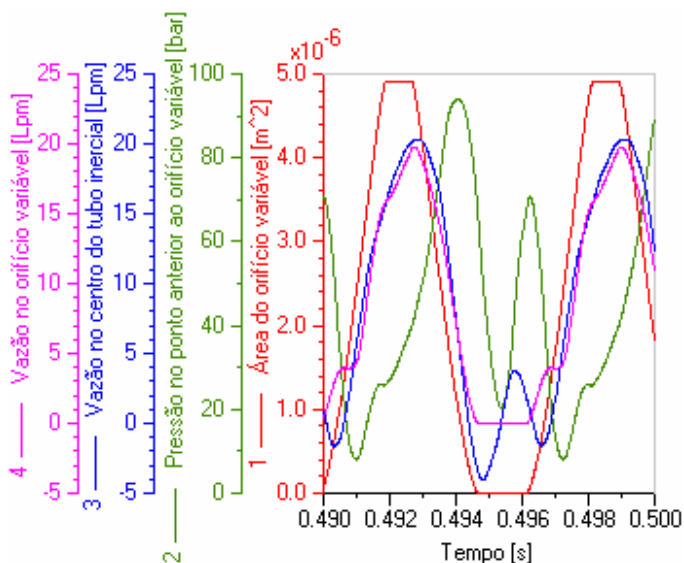


Figura 7.20 – Comportamento da pressão no ponto anterior ao orifício variável e da vazão de saída para frequência do rotor (f_R) em 20 Hz.

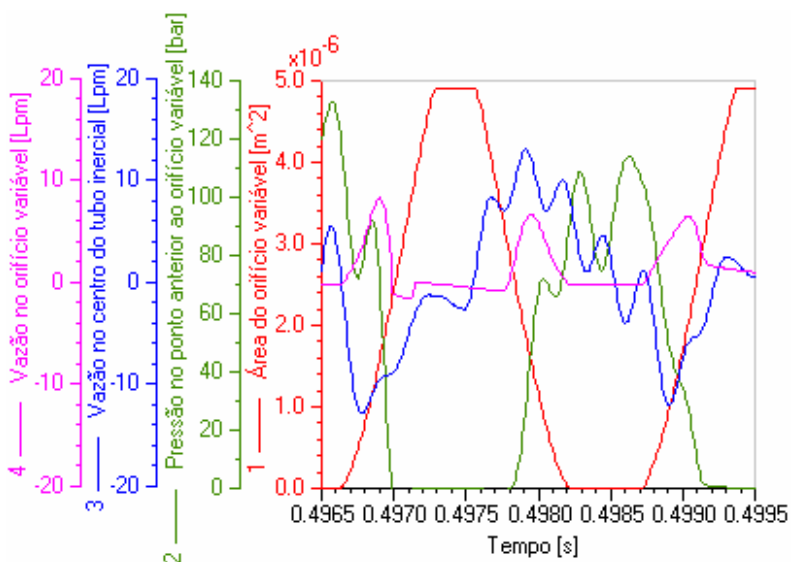


Figura 7.21 – Comportamento da pressão no ponto anterior ao orifício variável e da vazão de saída para frequência do rotor (f_R) em 50 Hz.

Assim sendo, a vazão média à jusante da VRI pode ser definida, empiricamente⁵³, pela equação (7.1).

$$q_{Vsaída} = \left(\frac{t_a}{T} \right) \cdot q_{V\max} \cdot g(f, t_f) \quad (7.1)$$

onde:

$q_{Vsaída}$ = vazão média resultante na saída da VRI;

$q_{V\max}$ = vazão obtida com o orifício variável fixado na posição de máxima área (A_T) para passagem de fluido;

t_a = tempo em que o orifício variável permanece aberto durante o ciclo completo de abertura/fechamento do mesmo;

t_f = tempo em que o orifício variável permanece fechado durante o ciclo completo de abertura/fechamento do mesmo;

T = período do ciclo completo de abertura/fechamento do orifício variável, ou seja, $T = t_a + t_f$;

$g(f, t_f)$ = função que descreve o decaimento da vazão com o aumento da frequência de abertura/fechamento do orifício variável, proveniente do fato de haver bloqueio do fluido durante t_f .

Nessa equação, o termo (t_a / T) representa a modulação por largura de pulso enquanto que $g (f, t_f)$ está associada à resposta dinâmica da vazão no tubo inercial. Com isto, assumindo-se que a $g (f, t_f) = 1$ para uma dada baixa frequência (f_b) e tempo (t_f) defina a vazão média máxima enquanto a $g (f, t_f) = 0,05$ ⁵⁴ para uma alta frequência (f_a) determine a vazão média mínima na saída da VRI, pode-se construir as tabelas 7.4 e 7.5 que sintetizam a resposta em vazão oriunda da escolha da relação tempo aberto/tempo fechado (t_a / t_f) no projeto deste tipo de válvula. A segunda coluna da tabela 7.4 exhibe os valores de vazão média máxima à jusante da VRI quando a mesma está operando em baixa frequência enquanto a terceira traz a vazão média mínima que se alcança em uma dada frequência alta.

⁵³ Existem trabalhos, como o de Kim *et al.* (2007), que tentam encontrar uma complexa função de transferência correlacionada às equações analíticas que descrevem o escoamento do fluido em condutos para o regime transiente.

⁵⁴ Esse valor arbitrário foi fixado com base na percepção de que a atenuação da vazão em uma dada frequência alta (f_a), ainda que muito grande, não é de 100%.

Tabela 7.4 – Vazões médias máximas em baixa frequência e vazões médias mínimas em alta frequência para uma VRI.

Tempo aberto/ tempo fechado	Vazões médias máximas $g(f, t_f) = 1$	Vazões médias mínimas $g(f, t_f) = 0,05$
$(t_a/t_f) = \frac{1}{2}$	$q_{Vsaida} = \frac{1}{3} \cdot q_{V \max}$	$q_{Vsaida} \cong 0,017 \cdot q_{V \max}$
$(t_a/t_f) = 1$	$q_{Vsaida} = 0,5 \cdot q_{V \max}$	$q_{Vsaida} = 0,025 \cdot q_{V \max}$
$(t_a/t_f) = 2$	$q_{Vsaida} = \frac{2}{3} \cdot q_{V \max}$	$q_{Vsaida} \cong 0,033 \cdot q_{V \max}$

Observando-se o exemplo numérico da tabela 7.5, percebe-se que a relação vazão máxima/vazão mínima é a mesma para os três casos analisados, cujo valor é 20 (1/0,05). Porém, a diferença entre a vazão máxima e a vazão mínima aumenta quando t_a / t_f cresce. Nesse caso, a vazão mínima conseguida em alta frequência também aumenta.

Tabela 7.5 – Vazões médias máximas em baixa frequência e vazões médias mínimas em alta frequência para uma VRI: $q_{Vmax} = 21$ Lpm.

Tempo aberto/ tempo fechado	Vazões médias máximas: $g(f, t_f) = 1$	Vazões médias mínimas: $g(f, t_f) = 0,05$	Diferença entre a vazão de baixa frequência e a vazão de alta frequência
$(t_a/t_f) = \frac{1}{2}$	$q_{Vsaida} = 7$	$q_{Vsaida} = 0,35$	$7 - 0,35 = 6,65$
$(t_a/t_f) = 1$	$q_{Vsaida} = 10,5$	$q_{Vsaida} = 0,525$	$10,5 - 0,525 = 9,975$
$(t_a/t_f) = 2$	$q_{Vsaida} = 14$	$q_{Vsaida} = 0,7$	$14 - 0,7 = 13,3$

Diante do exposto, nota-se que a relação $(t_a / t_f) = 1$ é aquela que oferece valores de vazão máxima e mínima intermediários. Considerando-se que a vazão, principalmente a mínima, ainda é afetada pelo vazamento interno na VRI, tais valores tendem a aumentar um pouco.

Porém, na prática, como exhibe a figura 7.22, a abertura e o fechamento do orifício não são imediatos, à exemplo do que ocorre no Protótipo 1 de VRI proposto. No caso, há um tempo de subida (t_s) até que o orifício se abra completamente. O fechamento, por sua vez, acontece após o tempo de descida (t_d). Com isso, o período do ciclo completo de abertura/fechamento do orifício variável é $T = t_s + t_a + t_d + t_f$. Integrando-se a área trapezoidal no tempo, o intervalo no qual se teria uma onda quadrada com área máxima A_T é dado por: $t_s/2 + t_a + t_d/2$. Nessa circunstância, o escoamento do fluido ocorre durante o tempo definido por $t_s/2 + t_a$

+ $t_d/2$, e não mais apenas em t_a como descreve a equação (7.1). Na situação extrema onde só haja tempo de subida e tempo de descida, como mostra a figura 7.23, ter-se-ia praticamente 100% do escoamento sucedendo a qualquer frequência. Isso porque a excitação do fluido no tubo não ocorreria frente ao fato de que para essa acontecer é necessário haver o fechamento abrupto do orifício em um intervalo de tempo ($t_f > 0$) de modo que ocorra uma substancial variação da pressão p_{ANT} . Dessa maneira, exalta-se a importância de se terem pequenos t_s e t_d no projeto da VRI para que a vazão pelo orifício variável tenha grande atenuação em uma dada frequência alta (f_a).

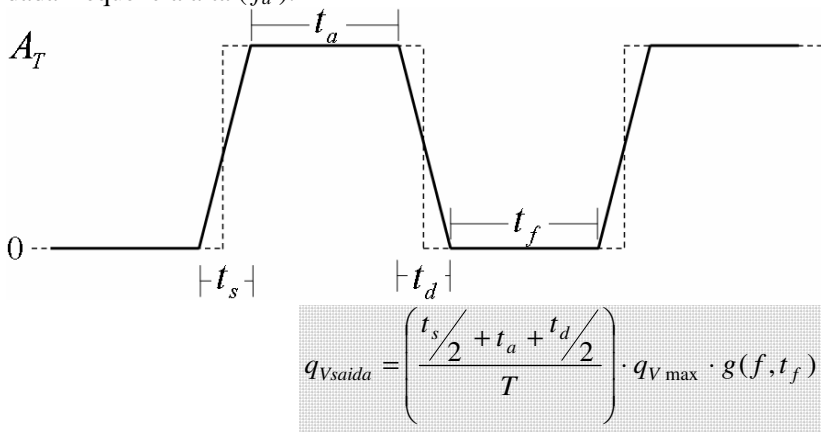


Figura 7.22 – Abertura do orifício de área variável para o caso real.

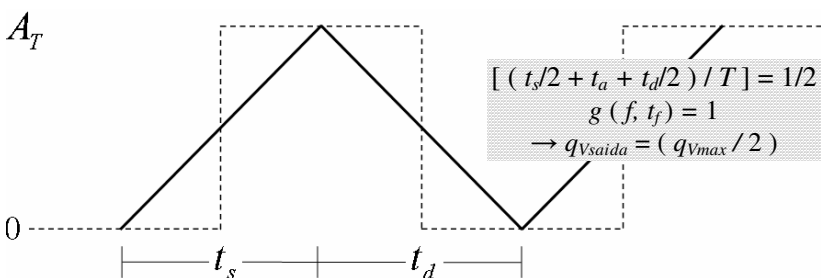


Figura 7.23 – Caso extremo para orifício de área variável com $t_a = 0$ e $t_f = 0$.

Uma forma de contornar os efeitos negativos de oscilação de pressão/vazão à jusante da VRI, inerente ao fato de se ter um orifício de área variável, é a utilização do artifício em se empregar tubos de inércia

defasados entre si. A discussão detalhada sobre os cálculos a serem realizados diante de um determinado número de tubos em conjunto com o número de orifícios radiais do rotor é feita no Apêndice 4. Pela figura 7.24, percebe-se o benefício que se consegue com esta técnica, onde os picos de pressão são substancialmente atenuados. Com isso, para se conseguir uma determinada vazão à jusante da VRI, a tubulação de saída e o orifício variável podem ter uma menor área frente àquelas necessárias com a utilização de tubos de inércia não defasados, visto que a vazão resultante fica sendo a combinação intercalada das provenientes dos dutos defasados.

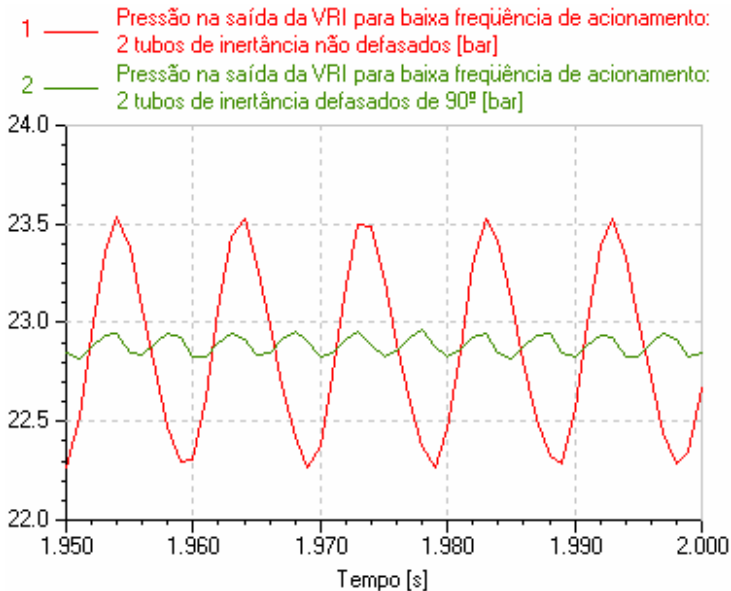


Figura 7.24 – Efeito da defasagem entre tubos de inércia sobre a pressão na saída da VRI para uma baixa frequência de acionamento.⁵⁵

Por fim, atenta-se ao dimensionamento dos tubos de inércia. Quando a VRI está trabalhando em baixa frequência, a equação (4.3) pode ser analisada para o caso de regime permanente, tal como descreve a equação (7.2).

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \frac{fL\rho}{2D} v^2 \quad (7.2)$$

⁵⁵ O circuito hidráulico utilizado nesta simulação é o apresentado na figura 7.10.

Considerando-se uma baixa rugosidade da tubulação, onde o fator de atrito decai com o aumento do número de Reynolds, adota-se $f = 64 / Re$ a fim de se simplificar a análise da influência do comprimento e diâmetro do tubo na velocidade de regime permanente, tal como dada pela equação (7.3). Nesse caso, dado um diferencial de pressão fixo Δp , percebe-se que a velocidade cresce quadraticamente com o aumento do diâmetro D e proporcionalmente à diminuição do comprimento L .

$$v = \Delta p \cdot \frac{D^2}{32\mu L} \quad (7.3)$$

Por outro lado, como mostrado na figura 7.25, o termo inercial da equação (4.3), $\rho L / A = 4\rho L / \pi D^2$, define a frequência de acionamento do motor em que se atinge uma vazão mínima na saída da VRI.

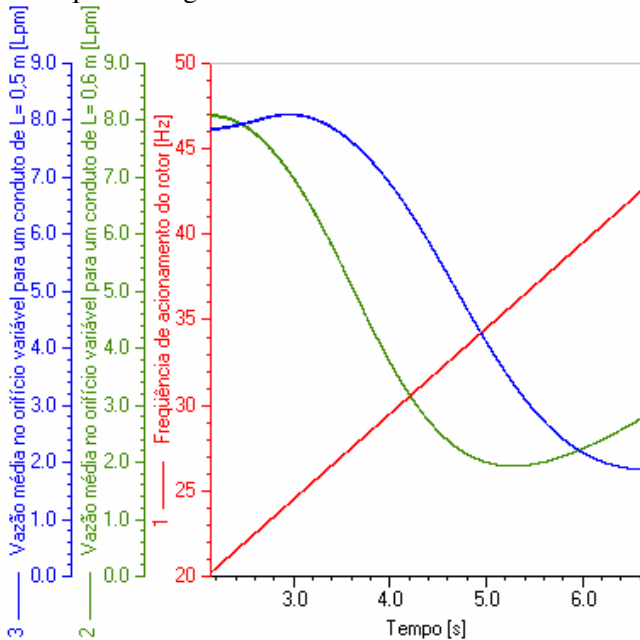


Figura 7.25 – Frequências de vazão mínima na VRI para diferentes comprimentos de tubos inerciais.⁵⁶

⁵⁶ O circuito hidráulico utilizado nesta simulação é o apresentado na figura 7.10.

No caso, a diminuição do comprimento dos condutos de $L = 0,6$ m para $L = 0,5$ m acarreta um aumento da frequência de vazão mínima na mesma proporção ($0,6 \text{ m} / 0,5 \text{ m} = 42,6 \text{ Hz} / 35,6 \text{ Hz}$). Assim, nota-se que maior é a vazão máxima atingida pela VRI em baixas frequências (menor perda de carga) e mais dificilmente se bloqueia o fluido em altas frequências quanto maior a relação D^2 / L .

7.5 Protótipo 2 de VRI Proposto

No projeto do Protótipo 2 de VRI proposto, com base nos argumentos delineados no item 7.4 , procurou-se atender aos seguintes requisitos:

- área total do orifício variável (A_T) condizente com a área transversal dos tubos de inertância utilizados;
- baixa restrição de saída;
- vazamento interno pequeno;
- relação (t_a / t_f) = 1, com t_s e t_d reduzidos;
- emprego de tubos de inertância defasados entre si.

Com isso, os principais componentes bem como as características e formas geométricas finais desse modelo proposto são exibidos na figura 7.26, enquanto os respectivos componentes desta vista explodida são enumerados na tabela 7.6.

As modificações realizadas sobre o Protótipo 1 de VRI proposto tiveram o intuito de melhorar a performance da VRI, de acordo com a discussão apresentada na seção 7.4. Segundo a figura 7.27, percebe-se que as modificações se deram, em grande parte, no interior do corpo e no rotor da válvula. O interior do corpo agora conta com duas vedações rotativas sobre o rotor para diminuir o vazamento interno na VRI, como detalhado na figura 7.28. Por sua vez, conforme ilustra a figura 7.29, o rotor possui orifícios radiais alongados de modo a se reduzir t_s e t_d e, ao mesmo tempo, obter (t_a / t_f) $\cong 1$.

Do ponto de vista de um plano reto, a área de passagem do fluido, dada a geometria deste projeto detalhada na figura 7.30, teria sua evolução no tempo conforme exibe a tabela 7.7⁵⁷. No caso, D_R é o diâmetro do rotor, L_{CC} é o comprimento de corda relativo ao orifício do corpo e L_{CR} é o comprimento de corda relativo ao orifício do rotor.

⁵⁷ Note que, em função do espaço reduzido para a construção da tabela, as dimensões das ilustrações não correspondem às do projeto.

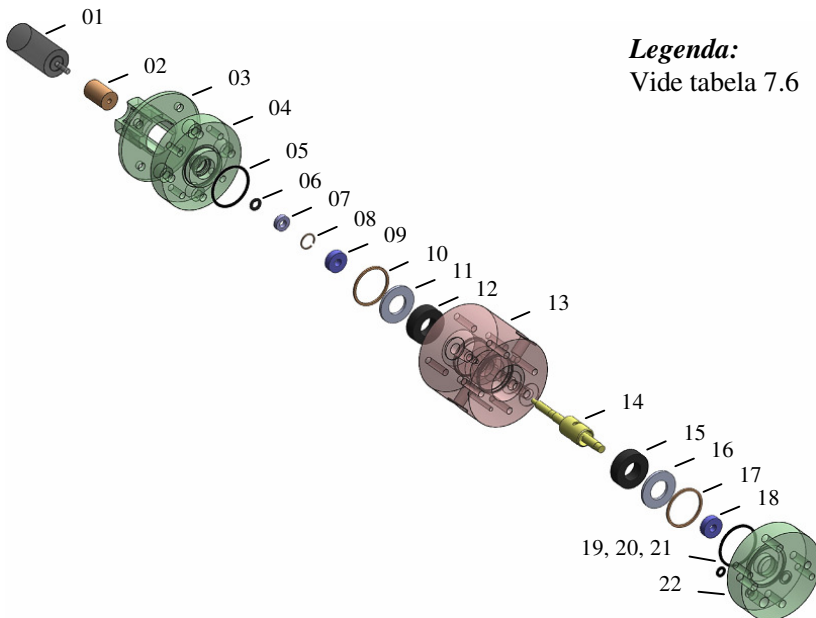


Figura 7.26 – Características e formas geométricas do Protótipo 2 de VRI proposto em vista explodida.

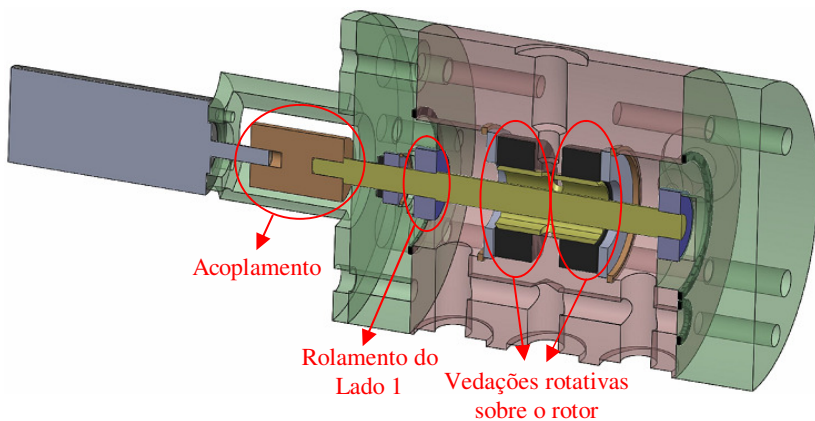


Figura 7.27 – Vista em corte do Protótipo 2 de VRI proposto.

Tabela 7.6 – Componentes do Protótipo 2 de VRI proposto.

<i>Índice</i>	<i>Componente</i>
01	Motor Maxon Powermax 30
02	Acoplamento entre motor e rotor KTR Rotex GS 09 AL 98 ShA 2.0
03	Suporte para motor na válvula
04	Tampa do lado 1 da válvula
05	O’ring Parker 2030 N300-70B
06	Vedação rotativa Trelleborg TG300080T46N
07	Encosto para vedação Trelleborg TG300080T46N
08	Anel elástico Seeger 502.016
09	Rolamento NSK 608 ZZMC3
10	Anel elástico Seeger 502.040
11	Encosto para vedação AHPS RS19B
12	Vedação rotativa AHPS RS19B
13	Corpo da válvula
14	Rotor da válvula
15	Vedação rotativa AHPS RS19B
16	Encosto para vedação AHPS RS19B
17	Anel elástico Seeger 502.040
18	Rolamento NSK 608 ZZMC3
19	O’ring Parker 2030 N300-70B
20	O’ring Parker 2010 N300-70B
21	O’ring Parker 2012 N300-70B
22	Tampa do lado 2 da válvula

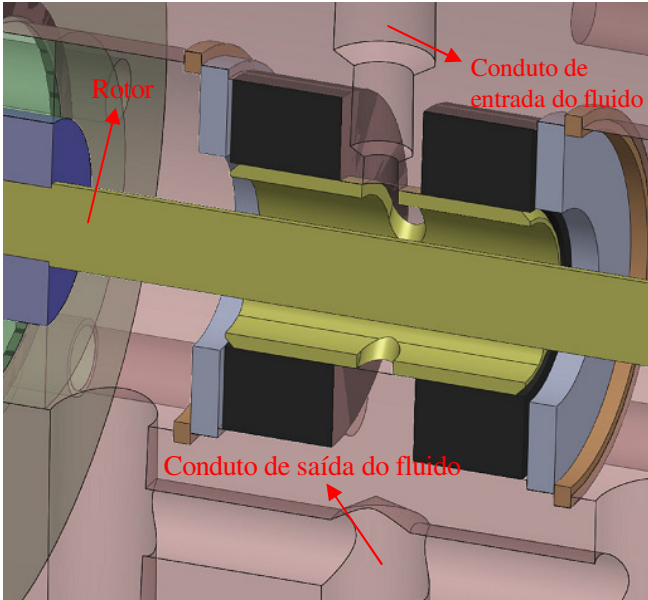


Figura 7.28 – Detalhe da vista em corte do Protótipo 2 de VRI proposto: vedações rotativas sobre o rotor.

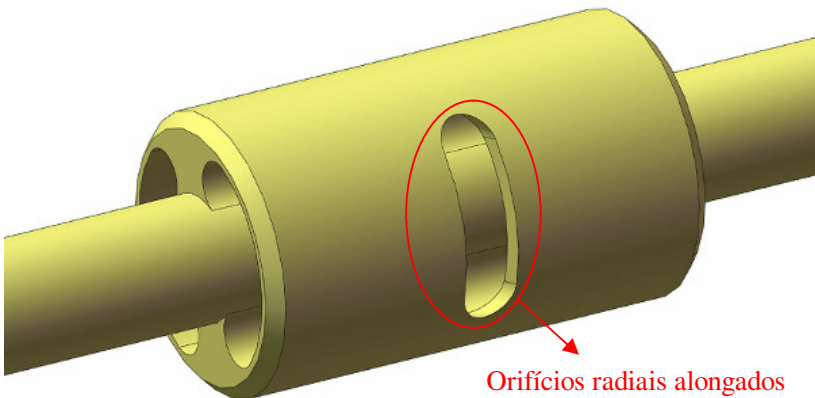


Figura 7.29 – Rotor do Protótipo 2 de VRI proposto: orifícios radiais alongados.

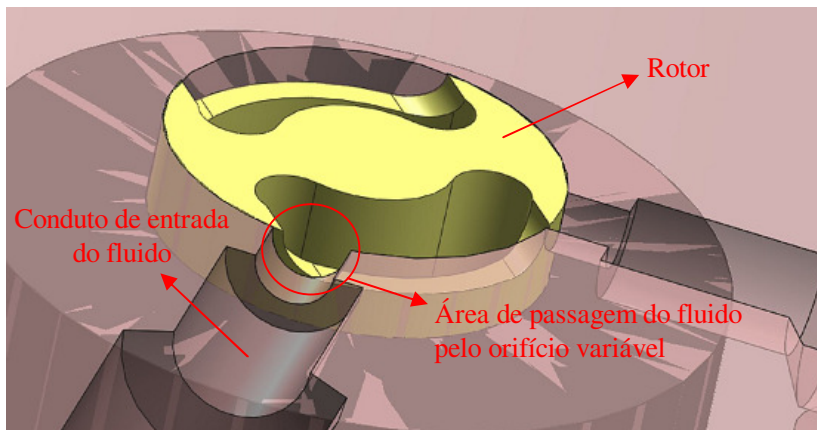


Figura 7.30 – Detalhe da área de passagem do fluido pelo orifício variável.

Tabela 7.7 – Evolução no tempo da área de passagem do fluido.

<i>Posicionamento dos orifícios</i>	<i>Condição do orifício variável</i>	<i>Tempo decorrido proporcional</i>
	Fechado	-
	Abrindo	$t_s \propto L_{CC}$
	Aberto	$t_a \propto L_{CR} - L_{CC}$
	Fechando	$t_d \propto L_{CC}$
	Fechado	$t_f \propto \left(\frac{\pi D_R - 2L_{CR}}{2} \right) - L_{CC}$

Assim sendo, de acordo com o Protótipo 2 de VRI Proposto, considerando-se um diâmetro do rotor $D_R = 20$ mm, um comprimento de corda relativo ao orifício do corpo $L_{CC} = 4,027$ mm e um comprimento de corda relativo ao orifício do rotor $L_{CR} = 15,578$ mm, chega-se a seguinte relação entre os tempos decorridos⁵⁸ durante as condições: $t_s = t_d \cong (1/3)t_f$, sendo $t_a \cong t_f$.⁵⁹

7.6 Simulações com o Protótipo 2 de VRI Proposto

Primeiramente, as simulações de resposta em vazão do segundo modelo empregaram o circuito hidráulico ilustrado na figura 7.31, cuja descrição dos parâmetros de seus componentes é efetuada na tabela 7.8⁶⁰.

Considerando-se faixa de operação que não apresenta ressonância, a vazão dessa válvula, mostrada na figura 7.32, é cerca de sete vezes maior que a do Protótipo 1 de VRI Proposto, como se percebe pela curva padrão (1) da figura 7.13.

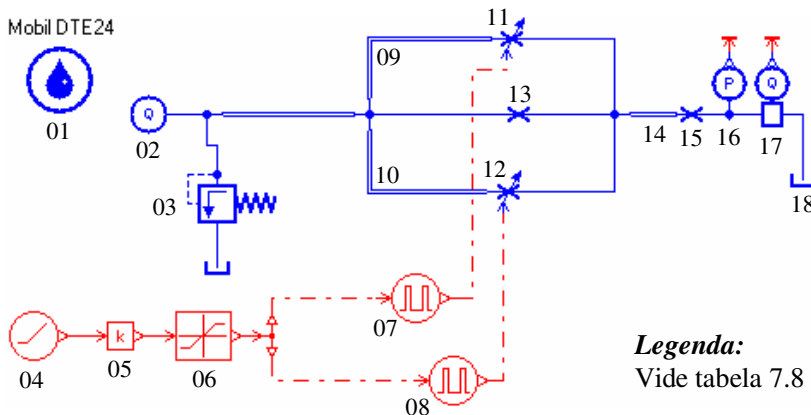


Figura 7.31 – Modelo no LMS Imagine.Lab AMESim do Protótipo 2 de VRI proposto.

⁵⁸ As definições exatas dos tempos decorridos da tabela 7.7, de acordo com o delineado no Apêndice 4, resultam da proporcionalidade apresentada dividida pelo termo formado pelo perímetro do rotor multiplicado pela frequência do mesmo ($C_R \cdot f_R$). Por exemplo, $t_s = L_{CC} / (C_R \cdot f_R)$.

⁵⁹ Os desenhos para a fabricação do corpo e do rotor do Protótipo 2 de VRI proposto são exibidos no Apêndice 5.

⁶⁰ Os elementos 02 e 03 compreendem uma bomba hidráulica e uma válvula de alívio.

Tabela 7.8 – Parâmetros dos componentes do sistema hidráulico empregados no modelo do Protótipo 2 de VRI proposto.

<i>Código</i>	<i>Descrição</i>
01	Propriedades do fluido: $\beta = 14 \times 10^8$ Pa, $\rho = 873$ kg/m ³ , $\mu = 27 \times 10^{-3}$ Pa.s
02	Fonte de vazão: 50 Lpm
03	Válvula limitadora de pressão: 47 bar
04	Velocidade do motor em tensão: 10,0 V até 1,0 V
05	Ganho tensão/frequência: 16,7
06	Saturação: 167 até 16,7 Hz
07	Função de área de abertura do orifício variável do lado A
08	Função de área de abertura do orifício variável do lado B
09	Tubo de inertância do lado A: $D = 7$ mm, $L = 0,6$ m
10	Tubo de inertância do lado B: $D = 7$ mm, $L = 0,6$ m
11	Orifício de área variável do lado A: $D = 4$ mm
12	Orifício de área variável do lado B: $D = 4$ mm
13	Orifício de vazamento interno equivalente: $D = 0,1$ mm, $C_d = 0,7$
14	Tubulação de saída de fluido da VRI: $D = 10,0$ mm
15	Orifício de restrição na saída da VRI: $D = 10,0$ mm
16	Transdutor de pressão na saída da VRI
17	Transdutor de vazão na saída da VRI
18	Pressão de tanque: 0 bar

A fim de se utilizar esse modelo de VRI no controle de posição de um atuador hidráulico, o esquema da figura 7.33 foi utilizado para se fazer uma previsão de seu emprego real. Por sua vez, a tabela 7.9 apresenta os parâmetros utilizados em tal modelo de simulação, que conta com duas VRI.

Para que o posicionamento ocorra de maneira apropriada, os controladores trabalham em conjunto segundo o gráfico apresentado na figura 7.34. A curva A é a função de relação erro/frequência do motor para a VRI A descrita na tabela 7.9. A curva B diz respeito à função implementada para a VRI B. Como se pode notar, as curvas possuem faixas de operação em frequência diferentes. Isso decorre do fato de que a tubulação empregada no sistema não é simétrica, ou seja, o fluido percorre caminhos distintos anteriormente à sua chegada nas VRI. Com isso a faixa de operação de uma VRI é determinada com a outra operando em uma dada frequência fixa. Ainda, é necessário que se estipule o ponto de operação em frequência desejado para erro nulo de posicionamento do

cilindro. Estabelecidas, para cada válvula, as frequências máximas e mínimas de operação e as frequências para erro nulo, constroem-se as curvas a serem implementadas nas suas malhas de controle individuais.

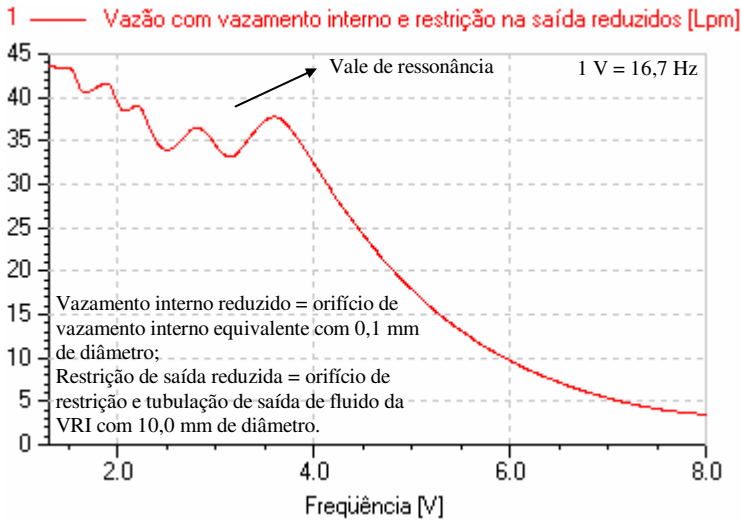


Figura 7.32 – Vazão à jusante para o Protótipo 2 de VRI Proposto para $\Delta p = 47$ bar e $L = 0,6$ m: 2 tubos de inércia defasados.

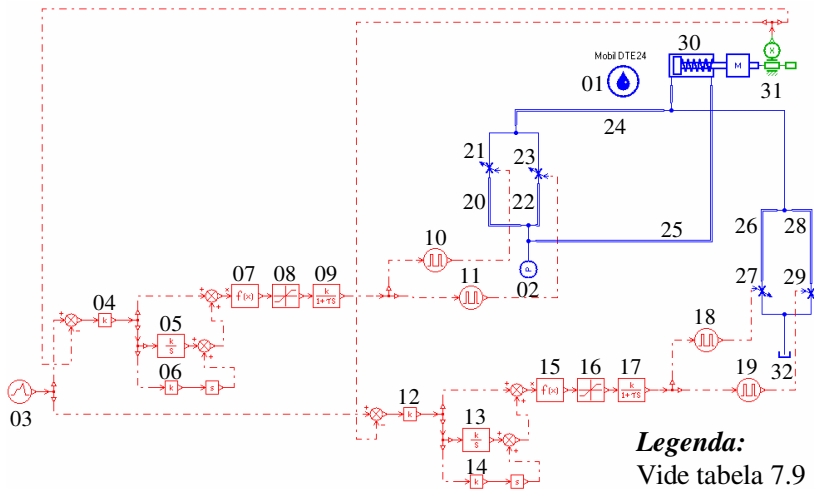


Figura 7.33 – Simulação do controle de posição para o Protótipo 2 de VRI Proposto.

Tabela 7.9 – Parâmetros dos componentes do sistema hidráulico empregados no Protótipo 2 de VRI Proposto.

Código	Descrição
01	Propriedades do fluido: $\beta = 14 \times 10^8$ Pa, $\rho = 873$ kg/m ³ , $\mu = 27 \times 10^{-3}$ Pa.s
02	Pressão de suprimento: 47 bar
03	Posição de referência: 0 mm até 400 mm
04	Ganho proporcional do controlador da VRI A: 100
05	Ganho integral do controlador da VRI A: 0
06	Ganho derivativo do controlador da VRI A: 0
07	Função de relação erro/frequência do motor para VRI A: figura 7.34
08	Limitador de frequência do motor para a VRI A: 65,4 até 118 Hz
09	Tempo de resposta do motor de acionamento da VRI A: 0,3 s
10	Função de área de abertura do orifício variável da VRI A
11	Função de área de abertura do orifício variável da VRI A
12	Ganho proporcional do controlador da VRI B: 100
13	Ganho integral do controlador da VRI B: 0
14	Ganho derivativo do controlador da VRI B: 0
15	Função de relação erro/frequência do motor para VRI B: figura 7.34
16	Limitador de frequência do motor para a VRI B: 48 até 110 Hz
17	Tempo de resposta do motor de acionamento da VRI B: 0,3 s
18	Função de área de abertura do orifício variável da VRI B
19	Função de área de abertura do orifício variável da VRI B
20	Tubo de inércia 1 da VRI A: $D = 7$ mm, $L = 0,6$ m
21	Orifício de área variável 1 da VRI A: 2 orifícios alongados
22	Tubo de inércia 2 da VRI A: $D = 7$ mm, $L = 0,6$ m
23	Orifício de área variável 2 da VRI A: 2 orifícios alongados
24	Mangueira de conexão à porta 1 do cilindro: $L = 1,7$ m, $D = 11$ mm
25	Mangueira de conexão à porta 2 do cilindro: $L = 2,7$ m, $D = 11$ mm
26	Tubo de inércia 1 da VRI B: $D = 7$ mm, $L = 0,6$ m
27	Orifício de área variável 1 da VRI B: 2 orifícios alongados
28	Tubo de inércia 2 da VRI B: $D = 7$ mm, $L = 0,6$ m
29	Orifício de área variável 2 da VRI B: 2 orifícios alongados
30	Cilindro hidráulico assimétrico de dupla ação: diâmetro do êmbolo de 63 mm, diâmetro da haste de 45 mm, curso de 400 mm, força estática de 392 N, coeficiente de atrito viscoso de 488 N, 270° de inclinação, massa de 108,5 kg ou 16 kg
31	Transdutor de posição do cilindro
32	Reservatório: 0 bar

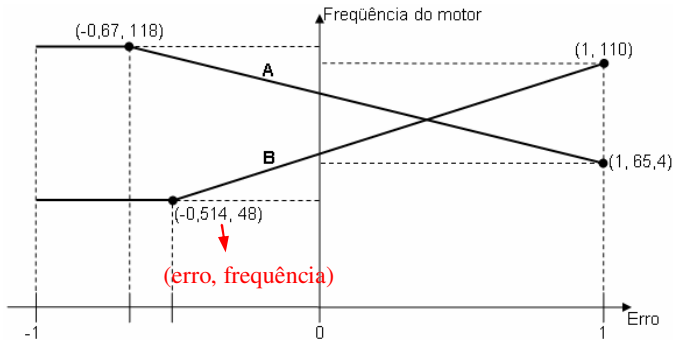


Figura 7.34 – Funções de relação erro/frequência dos motores para as duas VRI no controle de posição de um atuador hidráulico.

Por fim, de acordo com a figura 7.35, nota-se o bom desempenho alcançado no posicionamento de um atuador hidráulico com a configuração do sistema sugerido. Como se pode notar, o tempo de resposta ao degrau de posição de 0,15 m é de 1,5 s para avanço e de 2 s para recuo do cilindro acoplado a uma massa de 108,5 kg quando se considera o tempo de resposta ($t_{5\%}$) dos motores de acionamento como 0,3 s.⁶¹

1 — Posição de referência para o cilindro [m]
 2 — Posição do atuador: massa de 108,5 kg; tempo de resposta do motor de 0,3 s [m]

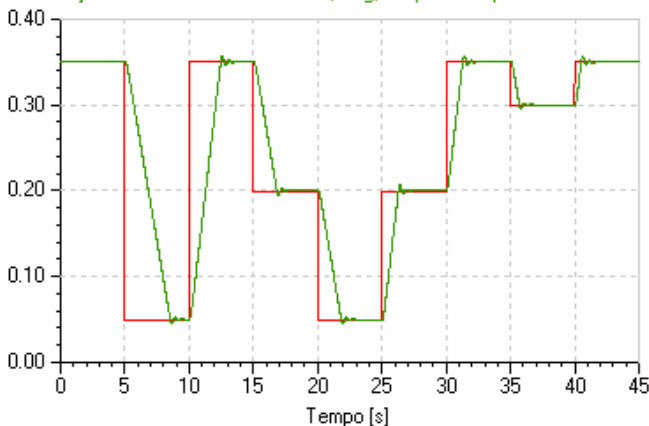


Figura 7.35 – Posicionamento de um cilindro hidráulico com o emprego de duas VRI.

⁶¹ Note que o cilindro hidráulico utilizado é relativamente grande. Para um atuador menor, poder-se-ia obter um decréscimo considerável no tempo de resposta ao degrau de posição.

7.7 Testes em Bancada com o Protótipo 2 de VRI Proposto

Com o intuito de se realizar, na prática, o posicionamento de um cilindro assimétrico, tal como desempenhado nas simulações exibidas no item 7.6, dois exemplares⁶² foram fabricados conforme as características delineadas no item 7.5.

De tal forma, a presente seção expõe, primeiramente, as características individuais de cada válvula rotativa inercial e, posteriormente, o comportamento do arranjo das mesmas no acionamento do atuador hidráulico.⁶³

7.7.1 Testes Individuais com as VRI

Os testes individuais com as válvulas rotativas inerciais têm o intuito de avaliar, estaticamente, as seguintes características:

- vazões de saída obtidas com diferentes diferenciais de pressão;
- histerese na resposta em vazão;
- efeito do comprimento da tubulação de entrada na resposta de vazão;
- tolerâncias geométricas alcançadas na manufatura.

Para isso, como exposto na figura 7.36, o circuito hidráulico foi composto de uma linha de suprimento, um acumulador, um transdutor de pressão, uma VRI (VRI A ou VRI B), uma válvula proporcional limitadora de pressão, um transdutor de vazão e uma linha de retorno para reservatório. Ainda, os testes se deram com a variação da frequência de acionamento de cada válvula, em um tempo suficientemente longo, de 1,3 V até 10 V (22 Hz até 167 Hz).

No primeiro teste, a válvula proporcional limitadora de pressão foi utilizada na saída para reservatório a fim de se avaliarem as vazões conseguidas com distintos diferenciais de pressão aplicados sobre as VRI. As figuras 7.37 e 7.38 exibem os resultados alcançados para cada válvula. Por sua vez, a figura 7.39 mostra os resultados da figura 7.38 arranjados conforme especifica a ISO 10770-2. Através da mesma, pode-se comprovar que a equação (4.15), a qual estabelece a relação entre a vazão e a queda de pressão em um dado orifício, também é aplicável ao comportamento da VRI. Em outras palavras, as curvas de vazão relacionam-se

⁶² Aos exemplares, denominaram-se VRI A e VRI B.

⁶³ Todas as curvas de respostas das VRI apresentadas nesta seção são experimentais.

com a raiz quadrada da diferença de pressão entre as duas vias da válvula.

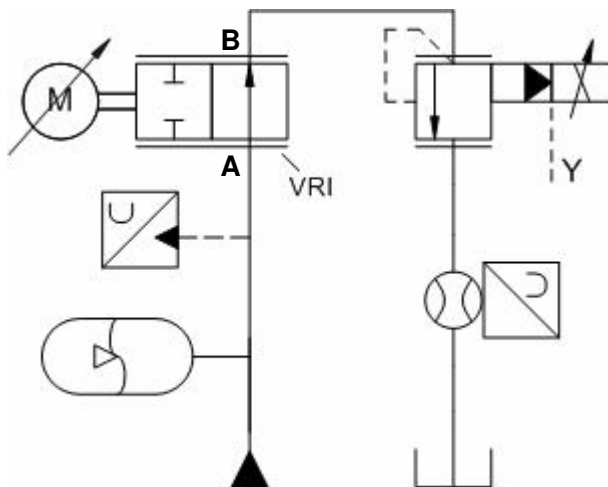


Figura 7.36 – Circuito hidráulico para testes individuais com as VRI.

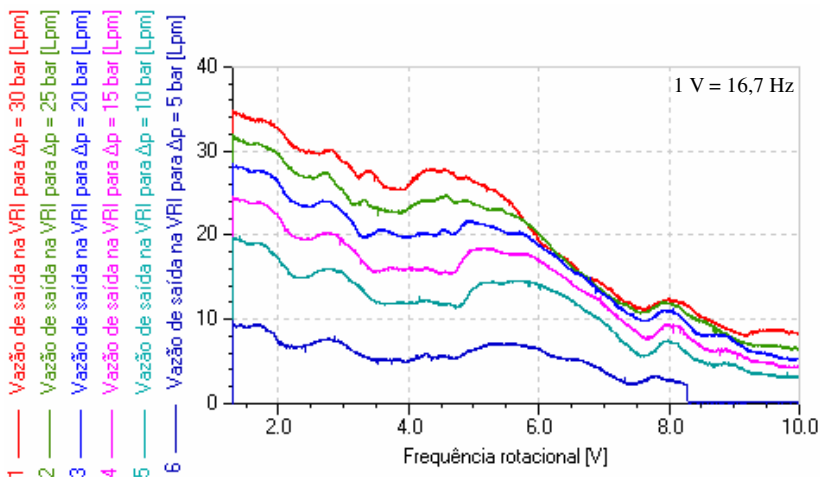


Figura 7.37 – Vazões de saída na VRI A para distintos diferenciais de pressão com $L = 0,5$ m.⁶⁴

⁶⁴ A frequência rotacional do motor é expressa em volt (V) por questões práticas.

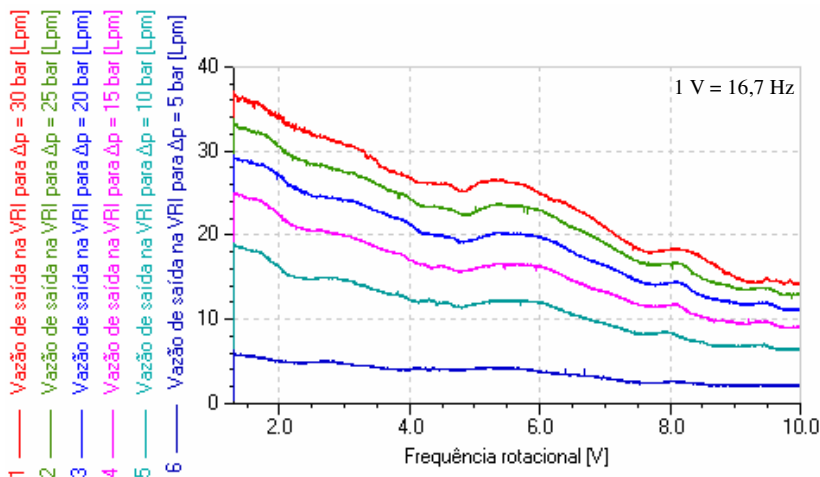


Figura 7.38 – Vazões de saída na VRI B para distintos diferenciais de pressão com $L = 0,5$ m.

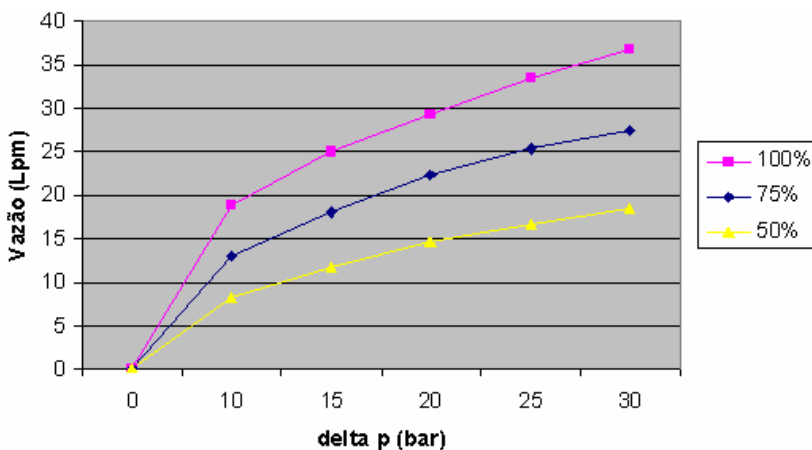


Figura 7.39 – Vazões de saída na VRI B para distintos diferenciais de pressão conforme a ISO 10770-2.

Os experimentos seguintes, apresentados nas figuras 7.40 e 7.41, indicam uma histerese máxima de 3% ($0,25$ V / $8,7$ V). Qualitativamente,

um bom resultado frente às válvulas acionadas por solenoide proporcional⁶⁵.

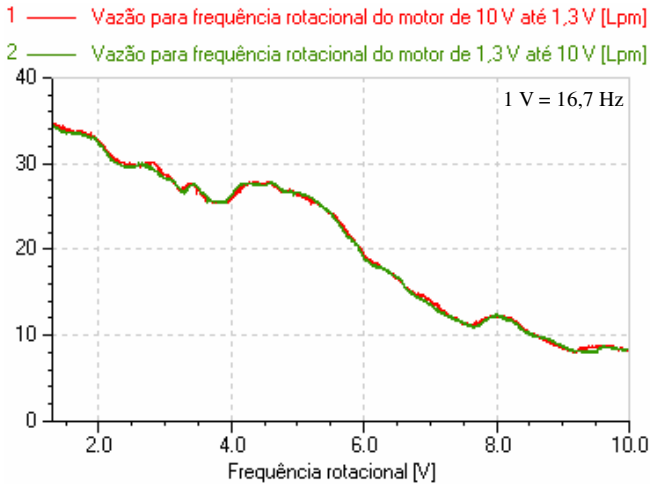


Figura 7.40 – Vazões de saída na VRI A para uma variação completa da frequência de acionamento do motor com $\Delta p = 30$ bar e $L = 0,5$ m.

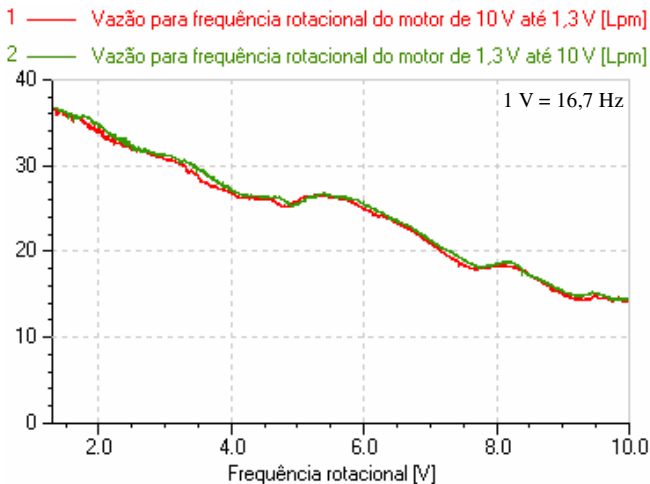


Figura 7.41 – Vazões de saída na VRI B para uma variação completa da frequência de acionamento do motor com $\Delta p = 30$ bar e $L = 0,5$ m.

⁶⁵ Segundo De Negri *et al.* (1998), a ordem de grandeza deste fator é aproximadamente 5% para válvulas sem controle de posição do solenóide e menor que 1% para válvulas com controle de posição do solenóide.

Por sua vez, a figura 7.42 exibe o efeito do comprimento dos dutos inerciais de entrada do fluido na resposta em vazão da VRI. Tal como anteriormente discutido e apresentado na figura 7.25, demonstra-se que o aumento desse parâmetro diminui proporcionalmente o ponto de frequência de acionamento do motor em que se atinge a mínima vazão na saída da VRI. Ainda, conforme discutido no capítulo 5, observa-se que as frequências em que sucedem os vales de ressonância têm relação inversamente proporcional com o aumento do comprimento dos referidos condutos. A figura 7.43 mostra o comportamento da pressão no ponto anterior ao orifício variável (p_{ANT}) quando há excitação dos modos ressonantes⁶⁶.

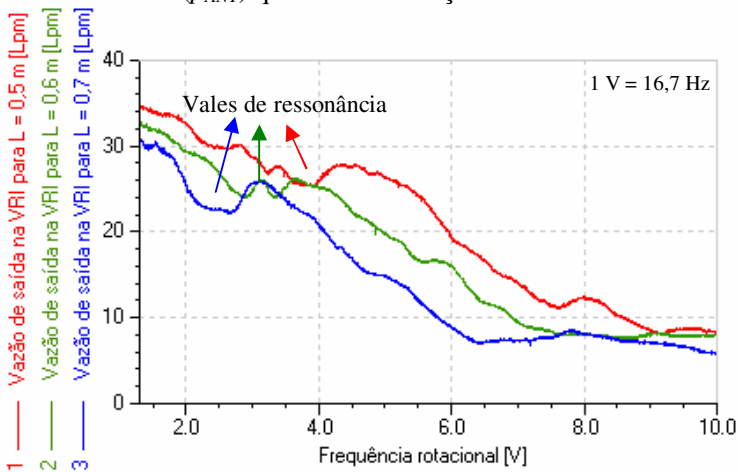


Figura 7.42 – Vazões de saída na VRI A para diferentes comprimentos dos condutos inerciais com $\Delta p = 30$ bar.

Por fim, a figura 7.44 mostra as curvas de vazões de saída da VRI A e da VRI B para condutos inerciais de mesmo comprimento. Em alta frequência, onde as vazões mínimas são atingidas, nota-se que o valor de vazão da VRI A é menor que o proporcionado pela VRI B. Tal fato se deve às distintas folgas entre rotor e corpo apresentadas em cada válvula, decorrentes da não coincidência de seus processos de fabricação⁶⁷. Com a VRI B manifestando um maior vazamento, percebe-se ainda

⁶⁶ Note a alteração do valor médio de pressão em função da vazão fornecida pela UPCH, conforme descrita na seção 7.2 .

⁶⁷ As vedações rotativas, detalhadas na figura 7.27, não puderam ser empregadas sobre os rotores das VRI porque os motores de acionamento das válvulas, cujos torques nominais são de 0,114 N.m, não comportaram os torques gerados pelas mesmas.

que seus vales de ressonância têm menor amplitude que aqueles oferecidos pela VRI A. Isto porque os picos de pressão nos pontos anteriores aos orifícios variáveis da VRI B não atingem valores tão grandes quanto os da VRI A já que a folga de vazamento conecta diretamente os condutos inerciais à linha que leva o fluido ao reservatório.

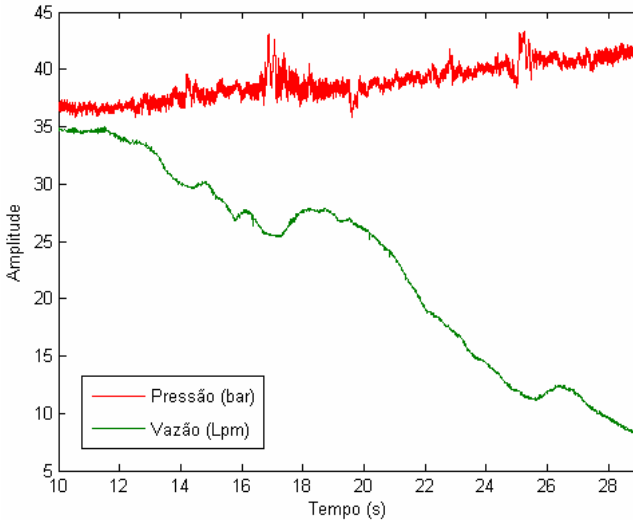


Figura 7.43 – Comportamento da pressão no ponto anterior ao orifício variável (p_{ANT}) quando há excitação dos modos ressonantes com $\Delta p = 30$ bar, $p_S = 41,5$ bar e $L = 0,5$ m.

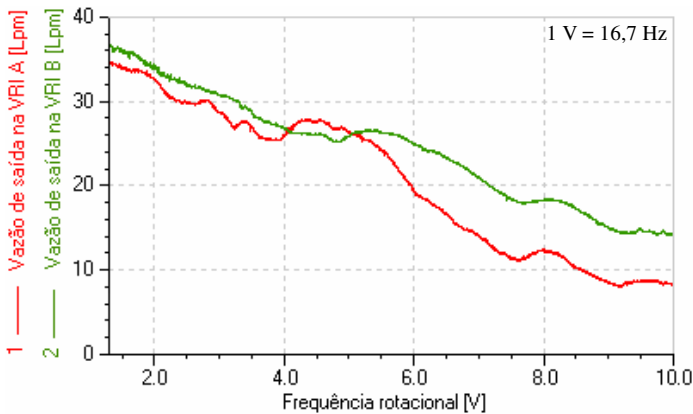


Figura 7.44 – Vazões de saída na VRI A e VRI B para comprimentos dos condutos inerciais $L = 0,5$ m com $\Delta p = 30$ bar.

7.7.2 Testes com as VRI em Conjunto

Esta seção aponta os experimentos realizados com as duas VRI arranjadas de modo a formar uma válvula de três vias, sendo a terceira via uma junção da via de saída da VRI A com a de entrada da VRI B, conforme ilustrado na figura 7.45. Assim, os ensaios seguiram as orientações da norma ISO 10770-2 (ISO, 1998), a qual determina os métodos de testes a serem aplicados em válvulas de três vias. Ou seja, a determinação da vazão $P \rightarrow A$ é realizada excluindo-se a VRI B do circuito hidráulico enquanto a vazão $A \rightarrow T$ é estabelecida com a retirada da VRI A. O ganho de pressão versus a entrada do sinal é encontrado com o circuito completo, sendo obtido com a tomada de pressão na porta A (p_{PA}) bloqueada.

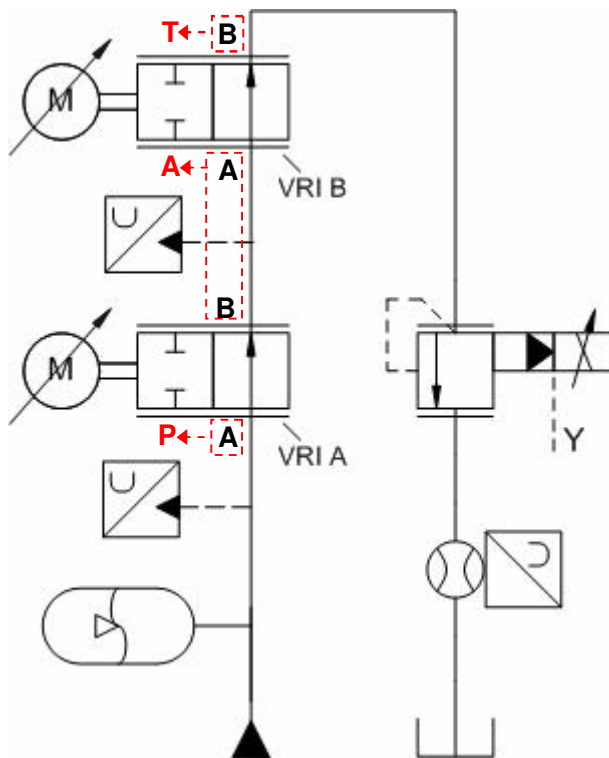


Figura 7.45 – Circuito hidráulico para testes com as VRI em conjunto.

Diante do exposto, as faixas de frequência de rotação das VRI em conjunto foram encontradas com a fixação de uma VRI em baixa rotação e a variação da velocidade da outra VRI, observando-se a medição da pressão na via A. Com isso, definiu-se a curva de sinal para a válvula de três vias tal como exibida na figura 7.46. O sinal positivo indica conexão P→A ao passo que o sinal negativo denota conexão A→T.

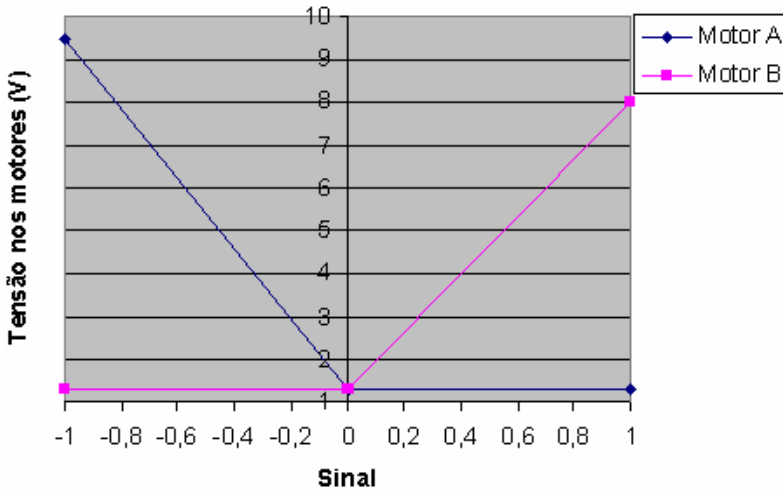


Figura 7.46 – Curva de sinal para a válvula de três vias.

De tal modo, a figura 7.47 exibe a curva de pressão na porta A da válvula de três vias. Sendo as VRI os elementos de maior perda de carga no circuito hidráulico, observa-se que $p_{PA} \cong 0,5.p_s$ para sinal = 0. Ou seja, sendo o sistema simétrico (perdas antes da VRI A iguais às depois da VRI B) e estando as duas VRI na mesma rotação, metade da perda de pressão se dá após a VRI A enquanto a outra metade ocorre da VRI B até o reservatório. Pelo fato dos exemplares não serem iguais, onde a VRI B representa um elemento de menor perda (maior vazamento) no sistema, a dissipação de energia ocorre em maior grau até a saída da VRI A. Assim sendo, obtém-se uma pressão de 20 bar na porta A para sinal igual a zero, o que representa um pouco menos que a metade da pressão de suprimento (p_s). Quanto aos valores encontrados nos extremos, quando o sinal é 100% positivo ou negativo, a pressão na porta A não alcança toda a faixa de pressão pretendida (0 até p_s) devido aos vazamentos das duas VRI.

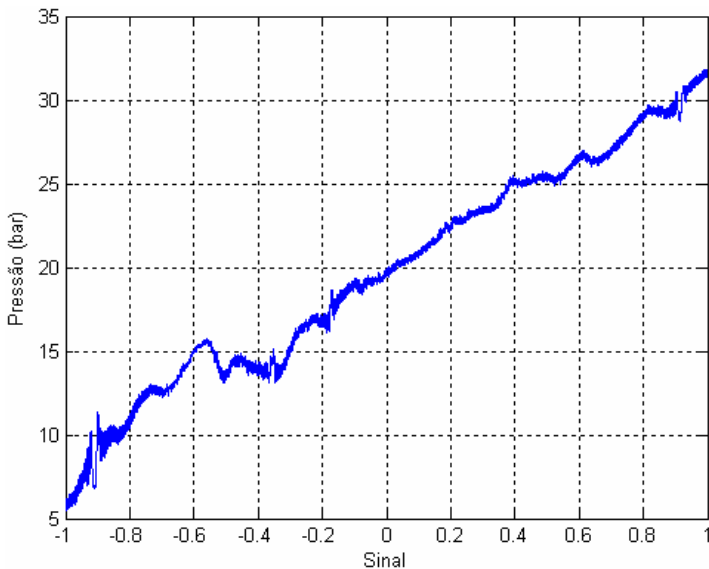


Figura 7.47 – Pressão na porta A da válvula de três vias para $p_s = 41,5$ bar e $L = 0,5$ m.

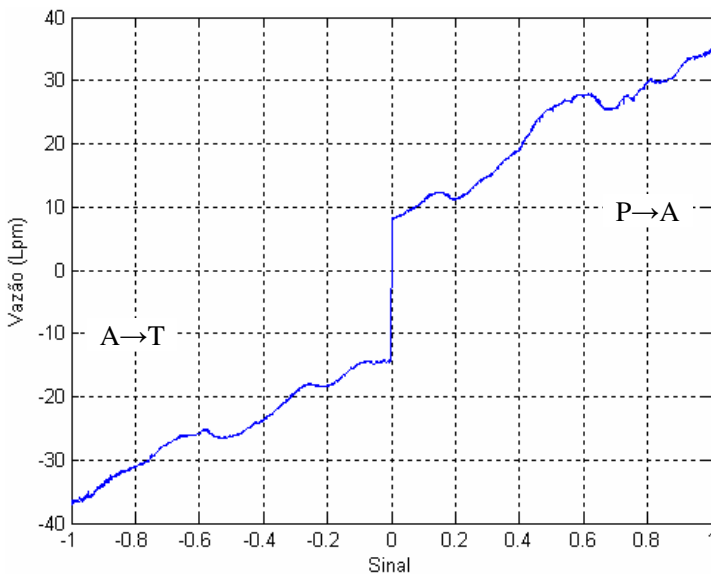


Figura 7.48 – Vazão na válvula de três vias para $\Delta p = 30$ bar e $L = 0,5$ m.

Enfim, a figura 7.48 expõe as vazões $P \rightarrow A$ e $A \rightarrow T$ na válvula de três vias para $\Delta p = 30$ bar. Conforme o esperado, a curva de vazão $P \rightarrow A$ apresenta maiores vales de ressonância que as observadas em $A \rightarrow T$ visto que a primeira responde de acordo com o acionamento da VRI A enquanto a segunda obedece ao comando da VRI B.

7.7.3 Tempo de Resposta do Motor

Na VRI, a carga sobre o rotor provém tanto das forças de atrito inerentes ao seu movimento em relação ao corpo quanto da força de escoamento quando há o alinhamento de seus orifícios radiais com os condutos de entrada do fluido. Essa última, de magnitude significativamente maior que a da primeira, cresce com o aumento da vazão e sua variação no tempo, dentre outros parâmetros a serem levados em conta⁶⁸.

De tal modo, provocou-se a variação do diferencial de pressão (Δp) com o intuito de se avaliar o desempenho do motor sob diferentes cargas, onde o maior tempo de resposta ($t_{5\%}$), obtido para o maior diferencial de pressão utilizado (41,5 bar), foi menor que 0,3 s.

7.7.4 Testes de Controle de Posição de um Cilindro Assimétrico com a Válvula de Três Vias

A figura 7.49 exhibe o arranjo do circuito hidráulico empregado para o controle de posição do cilindro assimétrico, descrito na tabela 7.2, com a válvula de controle contínuo direcional de três vias formada pelo conjunto de duas VRI. Além disso, a malha de controle foi implementada tal como nas simulações da seção 7.6, ilustrada na figura 7.33. A única diferença reside nas funções de relação erro/frequência dos motores para as duas VRI, que agora se deram de acordo com aquelas apresentadas na figura 7.46.

Considerando-se o interesse para aplicações práticas, o controle de posição do atuador ocorreu, primeiramente, com o acoplamento de uma massa (108,5 kg) ao cilindro. Uma vez que o cilindro hidráulico estava na posição vertical, como mostra a figura 7.7, fez-se necessário um pequeno ajuste em uma das curvas da função de relação erro/frequência do motor de uma VRI de tal modo que o atuador ficasse parado para sinal

⁶⁸ Note que a vazão obtida por um orifício é função da diferença de pressão aplicada sobre o mesmo, tal como determina a equação (4.15).

zero na válvula de três vias. A curva de sinal empregada para a válvula de três vias com cilindro e massa acoplada é mostrada na figura 7.50.

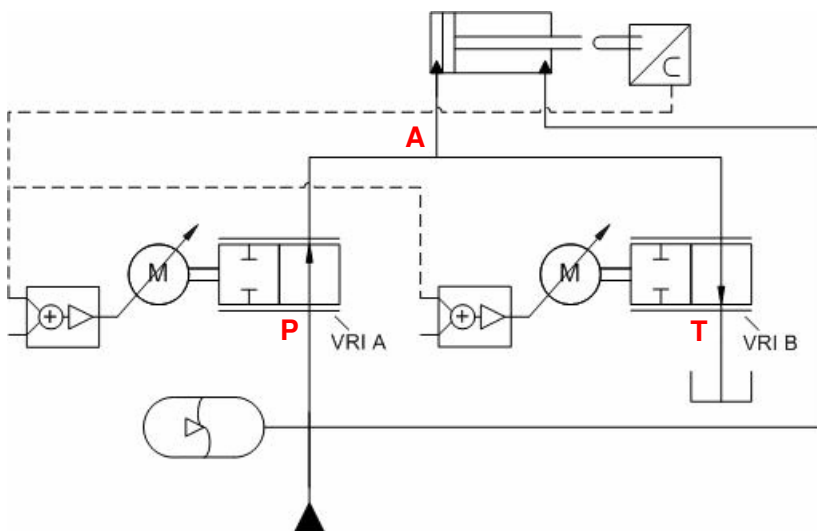


Figura 7.49 – Circuito hidráulico para controle de posição de um cilindro assimétrico com a válvula de três vias.

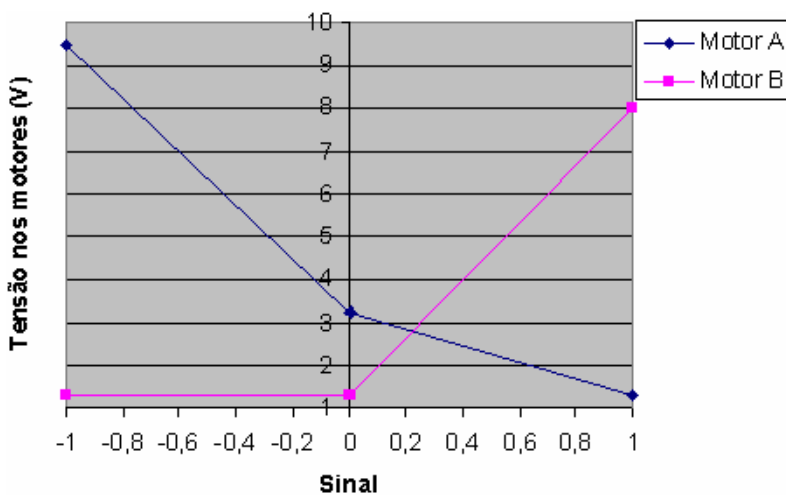


Figura 7.50 – Curva de sinal para a válvula de três vias com cilindro e massa acoplada.

Como se pode observar, o ajuste se deu com a elevação da velocidade do motor da VRI A para 3,24 V no ponto de sinal 0. Sendo que a pressão de suprimento de 41,5 bar foi mantida para os experimentos, pode-se constatar pela figura 7.47 que o novo ponto de equilíbrio equivale a uma pressão na porta A de cerca de 17 bar.

De fato, o mesmo valor necessário ao equilíbrio encontrado teoricamente: $p_{PA} = 0,5p_s - p_M = (20,75 - 3,7) \cong 17$ bar, onde a pressão exercida pela massa (p_M) é definida por sua força vertical ($m.g$) sobre a área do lado A.

De tal modo, a figura 7.51 exibe os resultados experimentais do posicionamento do atuador hidráulico com a válvula de três vias. Tal como previsto nas simulações exibidas na figura 7.35, alcançou-se um tempo de resposta ($t_{5\%}$) de 1,5 s para um degrau de 0,15 m. Sendo o sistema hidráulico um integrador por natureza, o controlador foi implementado apenas com um ganho proporcional. O erro de regime permanente alcançado, em detalhe na figura 7.52, foi de apenas de dois décimos de milímetro.

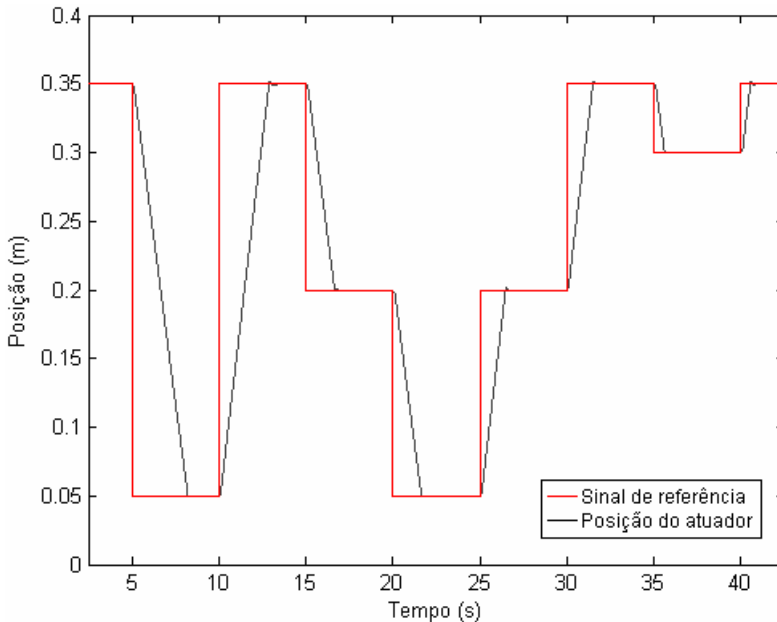


Figura 7.51 – Posicionamento experimental de um cilindro hidráulico e massa acoplada com o emprego de 2 VRI.

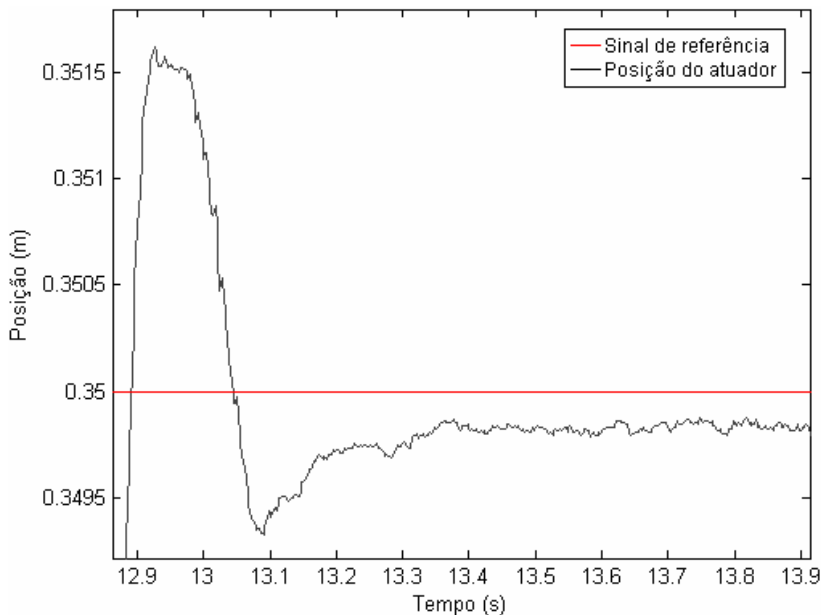


Figura 7.52 – Detalhe do erro de regime permanente no posicionamento experimental do atuador hidráulico e massa acoplada com o emprego de 2 VRI.

Em uma segunda avaliação de desempenho do emprego de VRI no posicionamento de atuadores hidráulicos, acoplou-se uma mola, descrita na tabela 7.2, ao cilindro com a massa. Diante da força exercida pela mola, o curso máximo do cilindro alcançado com a válvula de três vias foi de aproximadamente 0,2 m⁶⁹. No caso, empregou-se um controlador de ganho proporcional variável⁷⁰. Assim, mostra-se na figura 7.53 a resposta de seguimento à referência do posicionador hidráulico com mola. Novamente, segundo a figura 7.54, percebe-se um pequeno erro de regime permanente (0,0002 m) no posicionamento.

⁶⁹ O curso total em que a mola atua sobre o cilindro é de 0,17 m, ou seja, a força máxima alcançada pelo atuador hidráulico é de 4686 N. Valor este correspondente a um incremento de pressão em A de 15 bar. Entre os sinais 0 (17 bar) e 1 (32 bar) da válvula de 3 vias, como especificada pela função da figura 7.50 conforme a curva mostrada na figura 7.47, obtém-se este valor limite.

⁷⁰ O controlador de ganho variável ajusta o ganho conforme a posição de referência e o sentido de deslocamento do atuador. Esta abordagem é chamada “escalonamento de ganhos”.

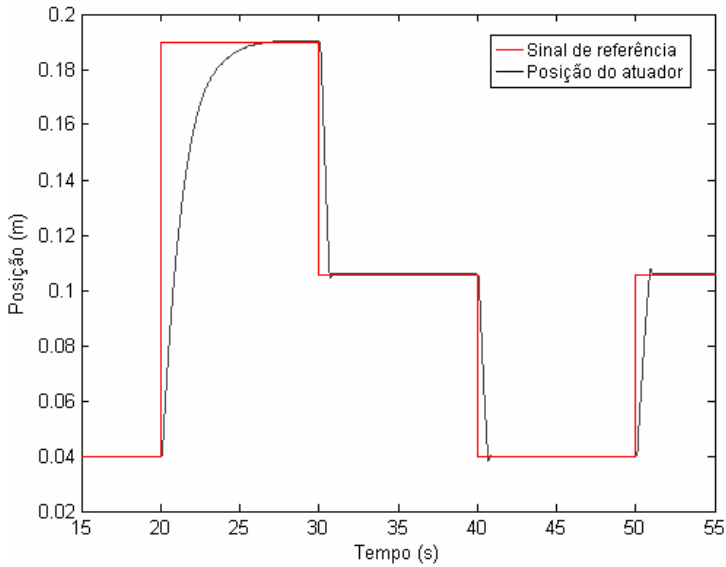


Figura 7.53 – Posicionamento experimental do atuador hidráulico, massa e mola acoplados com o emprego de 2 VRI.

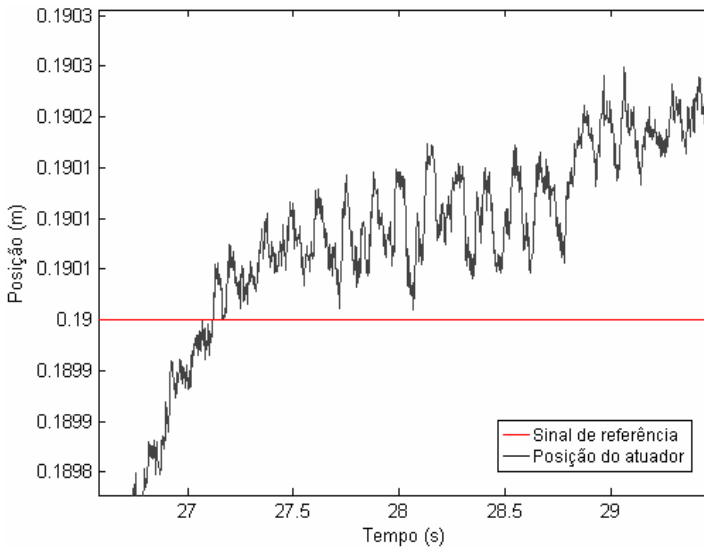


Figura 7.54 – Detalhe do erro de regime permanente no posicionamento experimental do atuador hidráulico, massa e mola acoplados com o emprego de 2 VRI.

7.7.5 Testes de Resposta em Frequência da Válvula de Três Vias

As curvas de resposta em frequência da válvula de controle contínuo direcional de três vias foram obtidas experimentalmente com o emprego do circuito mostrado na figura 7.45. Para isto, variou-se o sinal de comando das VRI, exposto na figura 7.46, de forma senoidal. A pressão na porta A foi tomada como a resposta do sistema. Comparando-se as curvas experimentais com um modelo de segunda ordem ($\zeta = 0,6$) implementado no LMS Imagine.Lab AMESim, chegou-se às curvas de resposta em frequência exibidas na figura 7.55. Para o sinal de excitação de 75% da amplitude máxima, por exemplo, encontrou-se uma frequência natural de 3,2 Hz. Valor este decorrente do tempo de resposta do motor de 0,3 s, determinando $\omega_n = 3/(0,6 \cdot 0,3) = 2,65$ Hz para sinal de 100%.

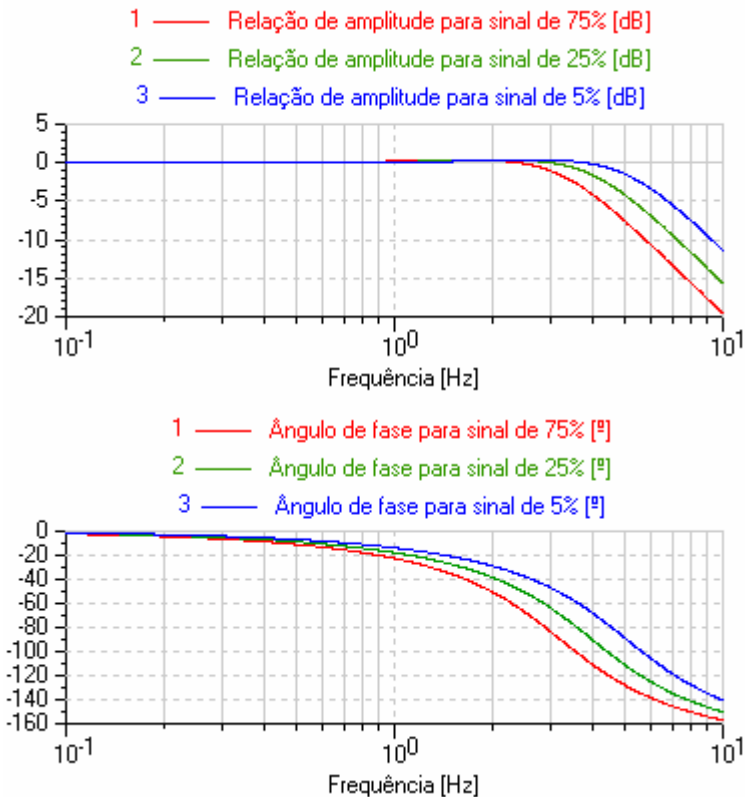


Figura 7.55 – Resposta em frequência da válvula de 3 vias experimental.

7.8 Comparativo entre Resultados Experimentais e de Simulação

Como esperado, os testes experimentais mostraram resultados muito semelhantes com as simulações realizadas no LMS Imagine.Lab AME-Sim. Segundo o comparativo exposto na figura 7.56, no caso de se utilizar o circuito da figura 7.36, a diferença se deu na maior quantidade de vales de ressonância que apareceram nos experimentos práticos. O motivo é que a tubulação do modelo de simulação é formada somente pelos tubos de inércia enquanto que, na realidade, o sistema possui toda uma tubulação anterior e posteriormente ao conjunto VRI e condutos inerciais. Com isto, têm-se uma maior gama de frequências excitáveis no sistema hidráulico.

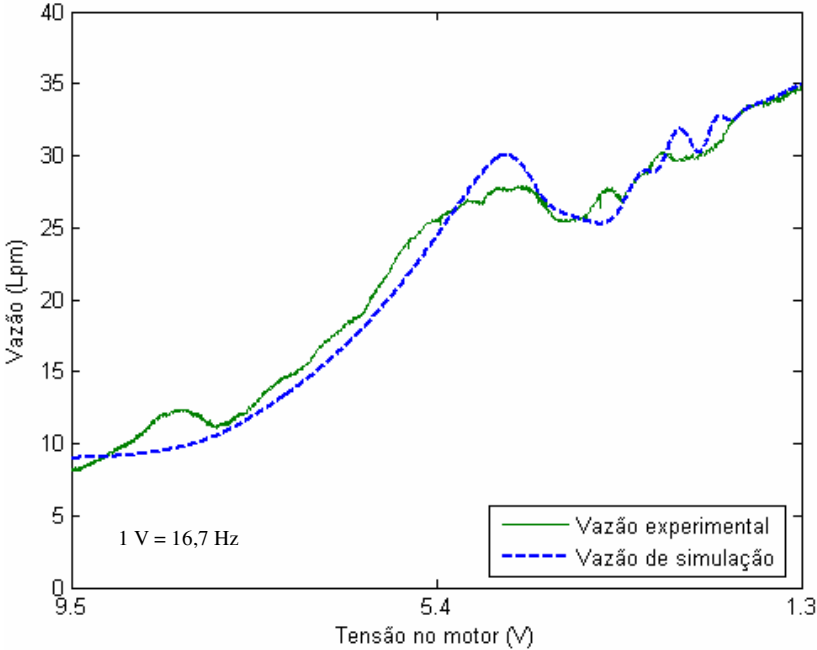


Figura 7.56 – Vazões de saída experimental e de simulação na VRI A para comprimentos dos condutos inerciais $L = 0,5$ m e $\Delta p = 30$ bar.

Contudo, houve coincidência nos valores de frequência na qual a vazão de saída da válvula é mínima. Sendo esta a frequência natural (f_N) dos tubos de inércia, a figura 7.57 mostra que se pode prever, por simulação, a velocidade do rotor para qual a vazão é mínima. Para isto,

basta se analisar a resposta da pressão no ponto anterior ao orifício variável ou da vazão no centro do conduto. De acordo com a figura 7.58, tem-se: $f_{NTUBO} \cong 1/0,0155 \cong 320 \text{ Hz}$. Da figura 7.56, sendo que o rotor possui dois orifícios radiais, a frequência de abertura do orifício variável é dada por: $f_{ORIFICIO} = 9,5.16,7.2 = 320 \text{ Hz}$.

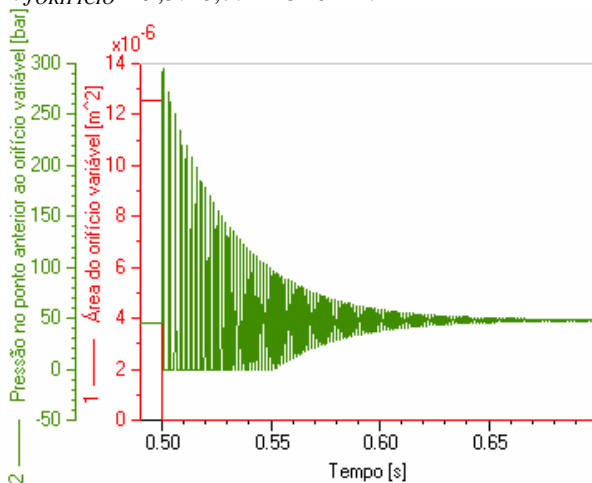


Figura 7.57 – Simulação de resposta ao degrau da pressão no ponto anterior ao orifício variável.

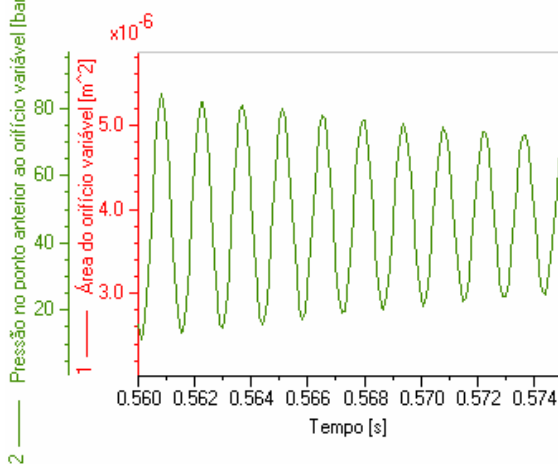


Figura 7.58 – Simulação de resposta ao degrau da pressão no ponto anterior ao orifício variável em detalhe.

Como consequência, de acordo com o detalhado na figura 7.59, as curvas do posicionamento experimental e de simulação de um cilindro hidráulico e massa acoplada com o emprego de duas VRI também ficaram próximas.

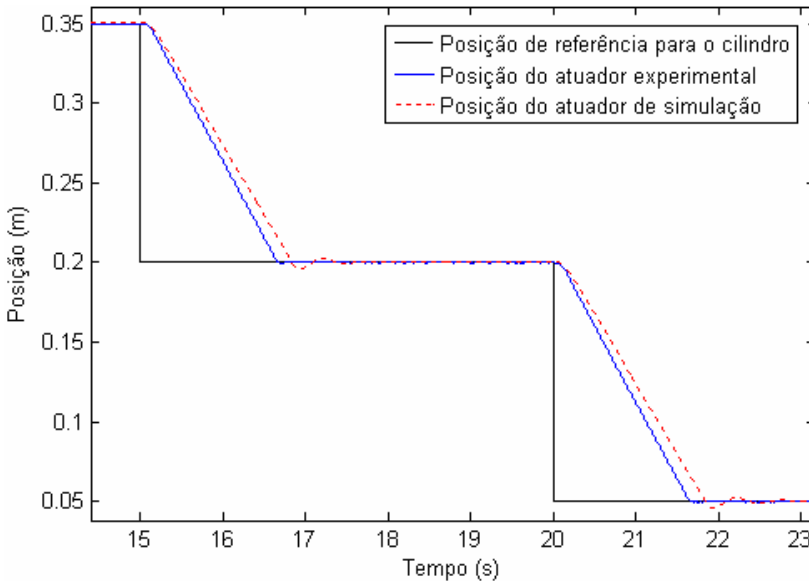


Figura 7.59 – Detalhe do posicionamento experimental e de simulação de um cilindro hidráulico e massa acoplada com o emprego de duas VRI.

7.9 Considerações Finais

O primeiro modelo de VRI proposto foi de grande valia no desenvolvimento do estudo dos parâmetros que afetam a performance da mesma, uma vez que indicou a necessidade de redução nas simplificações na modelagem da válvula. Na verdade, foram tais simplificações que acarretaram o seu desempenho aquém do esperado. À exemplo do que é mostrado na figura 7.14, poder-se-ia obter uma faixa de operação muito boa ao se diminuir o vazamento interno e a restrição na saída da VRI.

A escolha coerente dos tubos de inércia em conjunto com uma área variável condizente com a vazão máxima de trabalho pretendida é fruto das modificações dos parâmetros utilizados no modelo em conjunto com a análise dos resultados sobre as equações que regem o escoamento na válvula rotativa inercial.

A percepção de que um segundo modelo proposto pudesse atingir as expectativas de utilização da VRI em circuitos hidráulicos proveio da reflexão sobre o conjunto de ideias advindas da experiência e conhecimento adquiridos das áreas de hidráulica bem como de outras áreas.

De fato, o Protótipo 2 de VRI proposto apresentou uma ampla faixa de operação de vazão. Para um $\Delta p = 30$ bar, a vazão da VRI A foi de 8 Lpm até 35 Lpm enquanto a da VRI B foi de 13 Lpm até 37 Lpm. Dispostas de modo a formar uma válvula de três vias, essas duas VRI forneceram uma faixa de pressão na porta A (p_{PA}) de 6 bar até 32 bar para $p_s = 41,5$ bar. No posicionamento de um cilindro hidráulico relativamente grande, cujo diâmetro do êmbolo é de 63 mm e diâmetro da haste é de 45 mm, com uma massa acoplada de 108,5 kg, obteve-se um tempo de resposta ($t_{5\%}$) de 1,5 s para um degrau de 0,15 m com um erro de regime permanente de apenas dois décimos de milímetro. Assim, esses resultados provenientes de testes revelam que o conceito da VRI pode ser aplicado em posicionadores hidráulicos com resultados satisfatórios.

Questões como ressonância no escoamento da válvula, histerese e torque requerido para seu acionamento em operação também foram estudadas e apresentadas neste documento. As curvas de vazão e de pressão para duas VRI arranjadas de modo a formar uma válvula de três vias foram determinadas conforme a norma ISO 10770-2.

A comparação entre os resultados experimentais e os de simulação demonstraram que a modelagem empregada representa o fenômeno do efeito inercial na válvula adequadamente.

Enfim, a perspectiva de que o conceito da válvula rotativa inercial pode ser aperfeiçoado consolida a esperança inicial dessa proposta de tese em constituir uma contribuição aos sistemas de controle hidráulicos.

CAPÍTULO 8

CONCLUSÕES

A estruturação do conhecimento e o subsequente projeto detalhado e construção de uma válvula rotativa inercial foram realizados neste trabalho alcançando uma solução alternativa às tradicionais servoválvulas e válvulas proporcionais para uso em circuitos hidráulicos.

Para tanto, ferramentas próprias para simulações de escoamento do fluido na válvula foram empregadas bem como ensaios experimentais com exemplares de arranjos propostos foram realizados.

Assim, os testes com Protótipo 1 de VRI proposto em conjunto com a análise dos resultados da modelagem no software LMS Imagine.Lab AMESim para o mesmo forneceram um estudo detalhado da influência dos parâmetros de projeto sobre a resposta da válvula.

Com isso, evidenciaram-se os fatores a serem considerados no projeto da VRI. De modo geral, nessa solução tecnológica, devem-se diminuir as perdas de carga e, ao mesmo tempo, promover considerável amplitude de vazão em baixas frequências e sua acentuada atenuação em altas frequências de acionamento do motor.

As perdas de carga ocorrem tanto nos condutos de saída de fluido da válvula quanto nos tubos de inércia. O dimensionamento dos condutos de saída é resolvido deixando-os com uma área larga o suficiente para não representar fonte eminente de restrição ao escoamento do fluido. Por sua vez, o aumento do diâmetro dos tubos inerciais deve ser realizado tendo-se em vista a manutenção do efeito inercial desejado, que requer o acréscimo de seu comprimento quadraticamente.

A amplitude de vazão para diferentes frequências de acionamento do motor é afetada pela forma da área de passagem de fluido decorrente da abertura e do fechamento do(s) orifício(s) variável(is). Quanto mais abrupta a variação dessa área, maior é a atenuação de vazão em altas frequências rotacionais. Já em baixas frequências de acionamento do rotor, a vazão é definida pela relação entre o tempo em que a área do orifício permanece aberta pelo tempo em que fica fechada.

Para atender tais requisitos, elaborou-se um novo arranjo da VRI, denominado Protótipo 2 de VRI proposto, cujo desempenho em simulações se mostrou adequado para o controle de vazão em sistemas hidráulicos.

cos. Após a fabricação de dois exemplares desse modelo, seguiu-se com seus ensaios experimentais.

Os testes individuais indicaram uma pequena histerese máxima (3%) bem como ratificaram que o aumento do comprimento dos dutos inerciais de entrada do fluido reduz proporcionalmente o ponto de frequência de acionamento do rotor em que se atinge a mínima vazão na saída da válvula.

Nos testes em conjunto, as curvas de vazão e de pressão foram determinadas com as duas VRI formando uma válvula de três vias, de modo que se pudesse caracterizar seu emprego no controle de vazão em circuitos hidráulicos.

Como pontos positivos, a válvula rotativa inercial tem baixo custo⁷¹ e é tolerante a contaminações do fluido visto que seu elemento regulador de vazão/pressão, o rotor, sempre está em movimento. Ainda, dada a notável tolerância admitida na fabricação do Protótipo 2 de VRI proposto, como se pode observar nos desenhos mostrados no Apêndice 5, permitiu-se uma folga entre o corpo e o rotor da válvula de até quatro centésimos de milímetro.

Ao que tange às desvantagens em sua utilização, ressaltam-se os vales de ressonância e o vazamento apresentados.

A solução em se evitar a ocorrência dos vales de ressonância poderia ser atacada, em trabalhos futuros, pelo uso de dispositivos no circuito hidráulico ou mesmo por uma modificação do projeto mecânico do conceito da VRI apresentada neste trabalho. A busca por meios de atenuação do ruído transmitido ao fluido, intrínseco ao projeto que se utiliza de um orifício variável, também poderia ser abordada por meio de um estudo detalhado da resposta do sistema no domínio da frequência.

Por sua vez, a eliminação do vazamento poderia ser objeto de trabalho de outra natureza. Uma ideia, por exemplo, seria a fabricação de um rotor com ranhuras helicoidais na sua lateral que provesse uma vedação dinâmica do fluido. Todavia, há de se notar que o vazamento do Protótipo 2 de VRI proposto é proveniente da pequena área de contato entre o rotor e o corpo deste projeto, visto que se previa a utilização de uma vedação rotativa. Ou seja, o valor do vazamento seria equivalente ao do protótipo 1 de VRI proposto (4 Lpm) sem qualquer outro tipo de recurso empregado. Em uma outra abordagem, poder-se-ia promover o deslocamento axial

⁷¹ O custo aproximado de duas VRI em escala de protótipo, juntamente com seus motores e placas controladoras, foi de R\$ 7.000,00.

do rotor com a utilização de um solenoide proporcional de modo que a área do orifício variável fosse reduzida à zero no tempo em que o mesmo atingisse a frequência de vazão mínima.

No que tange à configuração do circuito hidráulico, sendo a VRI uma válvula de duas vias, o arranjo de duas válvulas rotativas inerciais foi utilizado para que se comandasse um atuador nos dois sentidos de deslocamento. No entanto, como ilustra a figura 3.13, outros arranjos poderiam ser utilizados para o acionamento do cilindro hidráulico.

De fato, apesar dos problemas encontrados, pôde-se comprovar que a válvula de três vias composta é aplicável ao controle de posição de um cilindro assimétrico. No caso, como a malha de controle atua em grande parte do tempo nos pontos de sinal ± 1 , quando da mudança de referência, e no ponto de sinal 0 para a válvula, quando da manutenção da posição do cilindro, os vales de ressonância não têm influência relevante na execução da tarefa. Por sua vez, em um controlador de velocidade, ter-se-ia que eliminar os vales de ressonância através de zonas-mortas visto que sua malha possuiria chances iguais de atuar por toda a faixa de operação. Ao ensejo, técnicas de controle envolvendo o uso da VRI em sistemas hidráulicos complementa o leque de opções a explorar neste novo assunto. Aliás, outras geometrias ou formas que, à exemplo da VRI, provocam a abertura e o fechamento de orifícios de área variável podem ser ponderadas em trabalhos futuros.

Enfim, no campo de sistemas hidráulicos, a presente tese serve como mais um passo em busca de uma nova maneira de controle de vazão/pressão baseada no efeito inercial do fluido. Ainda, os resultados experimentais e de simulação atingidos denotam que o conhecimento adquirido sobre os fenômenos envolvidos é relevante.

REFERÊNCIAS

ANSYS. **ANSYS CFX, Release 10.0: Introduction**. 2005. 60 p.

ANSYS. **ANSYS CFX-Solver, Release 10.0: Theory**. 2005. 266 p.

BAUER, F.; REICHERT, M. **The use of piezo-actuators for high dynamic servovalves**. *Ölhydraulik und Pneumatik (O+P)*, 2005. Nr. 6, 16 p.

BLACKBURN, J. F.; REETHOF, G.; SHEARER, J. L. **Fluid Power Control**. John Wiley & Sons: New York, 1960.

BOES, C.; LENZ, W.; MÜLLER, J. **Digital servo valves with fieldbus interface in closed loop applications**. The Eighth Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'03, Tampere, Finland, May 7-9, 2003. 12 p.

BOSCH REXROTH GROUP. **Válvula Proporcional Direcional 4/2 e 4/3, Diretamente Operada, com Feedback Elétrico de Posição - Tipo 4WRE 6 ...-2X/G24K4/V**. Bosch Rexroth: 2003.

BOSCH. **Electrohydraulic proportional valves and closed loop control valves theory and application**. Stuttgart, Germany: Robert Bosch GmbH, 1989. 149 p.

BRANZ, H. **Hydraulische Antriebe und Steuerungen für Werkzeugmaschinen**. *Ölhydraulik und Pneumatik (O+P)*, nr. 9, 2001.

BROWN, F. T. **Switched reactance hydraulics: A new approach to the control of fluid power**. Proceedings of the National Conference on Fluid Power, Chicago, USA, 1987, pp. 25-34.

BROWN, F. T.; TENTARELLI, S. C.; RAMACHANDRAN, S. **A hydraulic rotary switched-inertance servo-transformer**. Transactions of the ASME, Vol. 110, 1988. pp. 144-150.

CHEN, C. K.; ZENG, W. C. **The Iterative Learning Control for the Position Tracking of the Hydraulic Cylinder**. JSME International Journal. Series C, v. 46, n. 2, 2003.

CHEN, Q. **Numerical investigation of internal flow in hydraulic valves and dynamic interactions in hydraulic systems with CFD and simplified simulation methods**. 149 p. Dissertation (Mechanical Engineering) – Darmstadt University of Technology, Darmstadt, Germany, 2004.

CORBO, M. A. **Prevent Pulsation Problems in Piping Systems**. CEP Magazine. March 2006, vol. 102, nr. 3. pp. 22-31.

CORBO, M. A.; STEARNS, C. F. **Practical design against pump pulsations**. TAMU Pump Show, 2005. pp. 137-177.

CRUZ, J. M.; FERREIRA, J. A. **Testing and Evaluation of Control Strategies for Prototype Hydraulic Press**. Proceedings of IMECE 2003. ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition. Nov. 15 – 21. Washington, D. C., USA, 2003.

D'AMORE, M.; PELLEGRINETTI, G. **Dissecting High-Performance Electrohydraulic Valves**. Machine Design, April 2001. 4 p.

DAVLIAKOS, I.; PAPADOPOULOS, E. **Development of a Model Based Nested Controller for Electrohydraulic Servo**. Proceedings of 13th Mediterranean Conference on Control and Automation. Jun 27 – 29, Limassol, Cyprus, 2005.

DE NEGRI, V. J. **Modelagem de servomecanismos hidráulicos e simulação de um servomecanismo mecânico-hidráulico**. 141 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil, 1987.

DE NEGRI, V. J. **Símbolos de Grandezas para Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos**. Apostila (POSMEC) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil, 2002. 15 p.

DE NEGRI, V. J. **Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos para Controle e Automação: Partes I, II e III**. Apostila (POSMEC) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil, Mar. 2001.

DE NEGRI, V. J. **Válvula rotativa inercial e método e controle de vazão**. n.º PI 0405036-3, 18 nov. 2004. Florianópolis: INPI, 2004.

DE NEGRI, V. J.; CLIMACO, J. V. **Projeto de Válvula Rotativa Inercial**. Relatório técnico para projeto CT-ENERG/FINEP Florianópolis, 2004. 29 p.

DE NEGRI, V. J.; KINCELER, R. **A new flow-force compensated control valve - conception and mathematical modelling**. Proceedings of 16th Brazilian Congress of Mechanical Engineering, 2001. v. 13. pp. 219-228.

DE NEGRI, V. J.; KINCELER, R.; SILVEIRA, J. **Automação e Controle Experimental em Hidráulica e Pneumática**. Apostila (POSMEC) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil, Nov. 1998. 109 p.

DRUCKER, P. F. **Inovação e espírito empreendedor (entrepreneurship): prática e princípios**. São Paulo: Pioneira Thonsom, 1986. 378 p.

ERYILMAZ, B. **Improved Nonlinear Modeling and Control of Electro-Hydraulic Systems**. 84 p. Thesis (Doctor of Philosophy in Mechanical Engineering) – Northeastern University, Boston, Massachusetts, 2000.

FRANCO, A. L. D.; PIERI, E. R. de; CASTELAN, E. B.; GUENTHER, R.; VALDIERO, A. C. **Design and Experimental Evaluation of Position Controllers for Hydraulic Actuators: Backstepping and LQR-2DOF Controllers**. International Journal Of Fluid Power, v. 5, n. 3, 2004. pp. 39-48.

GAMBLE, J.; TAPPE, P. **A Novel Bi-Directional Proportional Hydraulic Valve Actuator**. In: International Power Transmission Exposition - IFPE 2008, 2008, Las Vegas. Proceedings of 51st National Conference on Fluid Power, 2008.

GARBACIK, A.; STECKI, J. **Developments in fluid power of machinery and manipulators**. Cracow, Fluid Power Net Publication, 2000. 385 p. ISBN: 83-86219-71-8.

HALLIDAY, D.; RESNICK, R.; WALKER, J. **Fundamentals of physics**. 6th ed. New York : J. Wiley, 2001. 1144 p. ISBN: 0471332364.

HORVAT, K.; MISKOVIC, M. **Avoidance of Nonlinear Resonance Jump in Turbine Governor Position System Using Fuzzy Controller**. Proceedings of IEEE Region 8 EUROCOM 2003. The International Conference on Computer as a Tool, Ljubljana, Slovenia. Sep. 21 – 24, 2003.

INÁCIO PEREIRA, P. I. **Análise Teórico-Experimental de Controladores para Sistemas Hidráulicos**. 163 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil, 2006.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARTIZATION. **ISO 10770-2 – Hydraulic fluid power – Electrically modulated hydraulic control valves – Part 1: Test methods for three-way directional flow control valves**. ISO: 1998. 44 p.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARTIZATION. **ISO 5598 - Fluid power systems and components - Vocabulary**. ISO: 2008. 177 p.

KEMPER, G.; RONES, R.; SANDAN, H. **New Valve Concept and CAN Based Data Link for Tractor Hydraulics**. Agricultural Conference Berlin, 1996.

KIM, M. Y.; LEE, C. **An Experiment Study on the Optimization of Controller Gains for an Electrohydraulic Servo System Using Evolution Strategies**. Control Engineering Practice v. 14, pp. 137-147, 2006.

KIM, Y.; SIMPSON, A. R.; LAMBERT; M. F. **The Effect of Orifices and Blockages on Unsteady Pipe Flows**. Proceedings of the World Environmental and Water Resources Congress, 2007. 10 p.

LAROCK, B. E.; JEPSON, R. W.; WATTERS, G. Z. **Hydraulics of pipeline systems**. CRC Press, 2000. 537 p. ISBN: 0849318068.

LENZ, W. **CANopen Fieldbus Comes to Proportional Hydraulics: Proportional Valves with CANopen Interface Mark a New Era of Valve Design**. Hydraulics & Pneumatics, April 2003. 3 p.

LINSINGEN, I. von. **Fundamentos de Sistemas Hidráulicos**. 3ª ed. Florianópolis: Editora da UFSC, 2008. 400 p.

LIU, B. L.; O'FARRELL, J. M. **High Frequency Flow/Structural Interaction in Dense Subsonic Fluids**. NASA Contractor Report 4652, 1995. 216 p.

LMS IMAGINE LAB. **AMESim Tutorial, Revision 7A**. 2007.

MANNESMANN REXROTH. **Treinamento hidráulico: tecnologia das válvulas proporcionais e servoválvulas**. São Paulo: Centro de Treinamento Rexroth, 1986. v.2

MAYS, L. W. **Hydraulic Design Handbook**. Mc Graw-Hill - Digital Engineering Library, 2004. 1024 p.

MERRIT, H. E. **Hydraulic control systems**. USA: John Willey, 1967. 358 p.

MÓDOLO, D. L. **Desenvolvimento de um modelo matemático para simulação de sistema de injeção para motores do ciclo diesel com bomba rotativa utilizando éster metílico de óleo de soja**. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, São Carlos, SP, Brasil, 1998.

MOOG, **The most recognized name in Servo and Proportional Valves**. Moog Inc.: 2002. CD-ROM.

MUHAMMAD, A.; MATTILA, J.; VIRVALO, T.; VILENIUS, M. **Improvement in Feedback Signal Quality for Water Hydraulic Manipulator**. In: International Power Transmission Exposition - IFPE 2008,

2008, Las Vegas. Proceedings of 51st National Conference on Fluid Power, 2008.

MUNSON, B. R.; YOUNG, D. F; OKIISHI, T. H. **Fundamentals of Fluid Mechanics**. John Wiley & Sons, Inc., 4th ed., 2002. 840 p. ISBN: 0-471-44250-X.

MURRENHOFF, H. **Innovative Designs and Control Circuits for Proportional Valves**. IFPE Technical Conference 2002 and SAE 2002 Off-Highway Congress, Las Vegas, USA, 2002. pp. 691-701.

MURRENHOFF, H. **Trends in Valve Development**. Ölhydraulik und Pneumatik (O+P), nr. 4, 2003. 36 p.

NASCA, R. A. **Testing Fluid Power Components**. Industrial Press Inc., 1st ed., 1990. 448 p. ISBN: 0831130024.

OGATA, K. **Engenharia de Controle Moderno**. 2. ed. Rio de Janeiro: Prentice Hall do Brasil, 1993.

PRASETIAWAN, E.; ZHANG, R.; ALLEYNE, A. **Fundamental Performance Limitations for a Class of Electronic Two-stage Proportional Flow Valves**. American Controls Conference, Arlington, VA, June 2001. pp. 3954-3960.

REICHERT, M. **High Response Hydraulic Servovalve with Piezo-Actuators in the Pilot Stage**. Ölhydraulik und Pneumatik (O+P), 2006. Nr. 12, 17 p.

REXROTH. **Proyecto y construcción de equipos hidráulicos (Training Hidráulico, Compendio 3)**. Mannesmann Rexroth, 1988. 376 p.

SCHWARTZ, C. **Modelagem e Análise de um Dispositivo de Amortecimento de Fim de Curso Auto-Ajustável para Cilindros Hidráulicos**. 104 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil, 2004.

SHAMES, I. H. **Mecânica de Fluidos**. McGraw-Hill, 3 ed., 1995. 825 p. ISBN: 0-07-056387-X.

SOUZA, A. D. C. de; DE NEGRI, V. J. **Desenvolvimento de um Sistema para Dimensionamento e Controle de Posicionadores Hidráulicos**. IV CONEM, Recife, PE, Brasil, Agosto de 2006. 10 p.

SOUZA, A. D. C. de; DE NEGRI, V. J. **Preliminary Study of an Innovative Proportional Valve Concept**. In: COBEM 2007 - 19th International Congress of Mechanical Engineering, 2007, Brasília. Anais COBEM 2007, 2007.

SOUZA, A. D. C. de; DE NEGRI, V. J.; RAMOS FILHO, J. R. B. **A Design Method for Hydraulic Positioning Systems**. In: International Power Transmission Exposition - IFPE 2008, 2008, Las Vegas. Proceedings of 51st National Conference on Fluid Power, 2008.

STRINGER, J. **Hydraulic Systems Analysis**. London: The Macmillan Press. 1976.

SZPAK, R; DE NEGRI, V. J. **Análise teórico-experimental do comportamento das pressões em posicionadores hidráulicos**. 143 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil, 2008.

TAR, J. K.; RUDAS, I. J.; SZEGHEGYI, A.; KOZLOWSKI, K. **Non-conventional Processing of Noisy Signals in the Adaptive Control of Hydraulic Differential Servo Cylinders**. IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement. v. 54, n.6, Dec, 2005.

TIJSSELING, A. S.; VARDY, A. E. **Time scales and FSI in oscillatory liquid-filled pipe flow**. Proceedings of the 10th International Conference on Pressure Surges, Edinburgh, United Kingdom, 2008. pp. 553-568.

TIJSSELING, A. S.; VARDY, A. E. **Time scales and FSI in unsteady liquid-filled pipe flow**. Proceedings of the 9th International Conference on Pressure Surges, Chester, United Kingdom, 2004. pp. 135-150.

TRADE & TECHNICAL PRESS LTD. **Handbook of Noise and Vibration Control**. Trade & Technical Press Ltd, 1979. 893 p. ISBN: 854610731.

TU, H.; RANNOU, M.; VAN DE VEN, J.; WANG, M.; LI, P.; CHASE, T. **High Speed Rotary Pulse Width Modulated On/Off Valve**. Proceedings of the ASME International Mechanical Engineering Congress and RD&D Expo, Washington, 2007. 13 p.

URSU, I.; POPESCU, F.; URSU, F. **Control Synthesis Methodology Related to an Advanced Nonlinear Electrohydraulic Servo System**. Proceedings of the Romanian Academy. Vol. 5, Nr. 1, 2004. 7 p.

WALSKI, T. M. **Advanced Water Distribution Modeling and Management**. Haestad Press, 1st ed., 2003. 751 p. ISBN: 0971414122.

WEISSTEIN, E. W. **Circle-Circle Intersection**. MathWorld - A Wolfram Web Resource. <http://mathworld.wolfram.com/Circle-CircleIntersection.html>

WHITE, F. M. **Fluid Mechanics**. McGraw-Hill, 4th ed., 2001. 826 p.

WYLIE, E. B.; STREETER, V. L. **Fluid Mechanics**. New York: McGraw-Hill, 1980.

WYLIE, E. B.; STREETER, V. L. **Fluid Transients**. New York: McGraw-Hill, 1978. 384 p. ISBN: 0070721874.

WYLIE, E. B.; STREETER, V. L.; SUO, L. **Fluid Transients in Systems**. Prentice Hall, 1993. 400 p. ISBN: 0133221733.

ZAUN, M. **Measurement and Simulation of Electrorheological Valves for Cylinder Drives**. Ölhydraulik und Pneumatik (O+P), nr. 7, 2004. 12 p.

ZIELKE, W. **Frequency-dependent friction in transient pipe flow**. Journal of Basic Engineering, 1968. pp. 109-115.

APÊNDICES

APÊNDICE 1

EQUAÇÕES DA CONTINUIDADE E DA QUANTIDADE DE MOVIMENTO

Assumindo-se um escoamento unidimensional na tubulação, as equações que regem o escoamento podem ser desenvolvidas a partir da análise do volume de controle infinitesimal dV em conduto indeformável mostrado na figura A 1.1.

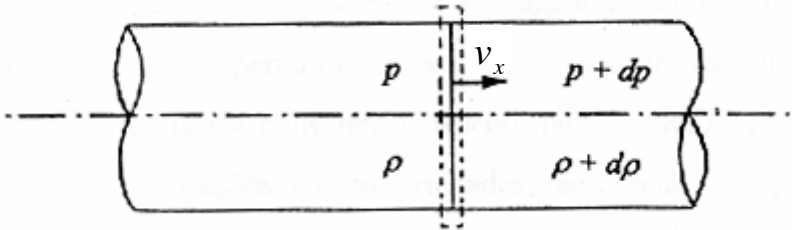


Figura A 1.1 – Volume de controle elementar (MÓDULO, 1998).

Deste modo, a equação da continuidade, ou equação da conservação da massa, para regime não-permanente aplicada ao volume de controle pode ser escrita como:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho v_x) = 0 \quad (\text{A 1.1})$$

ou,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_x \frac{\partial \rho}{\partial x} = 0 \quad (\text{A 1.2})$$

onde:

ρ = massa específica do fluido;

v_x = velocidade média do fluxo de massa normal às seções de entrada e saída do volume de controle.

Por sua vez, a segunda lei de Newton, aplicada ao volume de controle infinitesimal, fornece a segunda relação entre as grandezas pressão e velocidade do escoamento de interesse que ocorre na tubulação. Para a sua aplicação, adota-se como sistema isolado o elemento de fluido situado

entre dois planos paralelos afastados entre si de δx e normais ao eixo da tubulação, conforme ilustra a figura A 1.2.

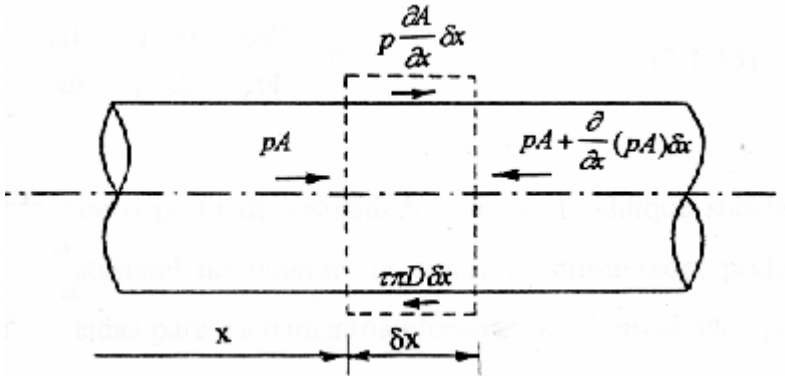


Figura A 1.2 – Elemento de volume infinitesimal utilizado para a dedução da equação do movimento (MÓDULO, 1998).

Assim sendo, tem-se (LAROOCK *et al.*, 2000):

$$pA - \left[pA + \frac{\partial}{\partial x} (pA) \delta x \right] - \tau s \delta x = \rho A \delta x \frac{dv_x}{dt} \quad (\text{A } 1.3)$$

onde:

A = área da seção transversal do tubo;

ρ = massa específica do fluido;

s = comprimento da seção transversal do tubo;

v_x = velocidade do escoamento no eixo x ;

p = pressão;

τ = tensão de cisalhamento de origem viscosa presente no escoamento.

Desenvolvendo-se a equação (A 1.3) e substituindo-se $s = \pi D$, obtém-se:

$$- A \delta x \frac{\partial p}{\partial x} - \tau \pi D \delta x = \rho A \delta x \frac{dv_x}{dt} \quad (\text{A } 1.4)$$

e dividindo-se os membros por $\rho A \delta x$, chega-se à:

$$\frac{dv_x}{dt} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\tau \pi D}{\rho A} = 0 \quad (\text{A 1.5})$$

Diante disto, supondo que o perfil de velocidades não se modifique substancialmente no comprimento infinitesimal do volume de controle considerado, podem-se utilizar as equações já conhecidas para escoamentos plenamente desenvolvidos para a avaliação das perdas de carga. Para tanto, nos escoamentos turbulentos em regime permanente, tem-se:

$$\tau = \rho f \frac{v_x^2}{8} \quad (\text{A 1.6})$$

onde f é o coeficiente de perda de carga distribuída de Darcy-Weisbach.

Neste caso, dentre as várias expressões para este coeficiente que se pode encontrar na literatura, duas são apontadas a seguir devido à simplicidade e larga utilização:

$$f = \frac{64}{\text{Re}} \quad (\text{A 1.7})$$

$$f = \frac{0,316}{\text{Re}^{0,25}} \quad (\text{A 1.8})$$

onde a equação (A 1.7) é utilizada para o escoamento laminar enquanto a (A 1.8) é utilizada para escoamento turbulento em duto liso⁷². Ademais, a primeira é conhecida como equação de Hagen-Poiseuille enquanto a segunda é a equação de Blasius.

Depois disto, conforme Wylie *et al.* (1993), empregando-se a equação (A 1.6) na (A 1.5), lembrando que $A = \pi D^2 / 4$, chega-se à:

⁷² Os regimes de escoamento são classificados em função do número de Reynolds (Re): laminar (inferior a 2000) e turbulento (acima de 4000). O regime turbulento é sub-dividido em outros três tipos: condutos lisos, turbulento de transição e turbulência plena. Em cada um, f é determinado por equações empíricas que só podem ser empregadas no regime de escoamento em que foram ensaiadas.

$$\frac{dv_x}{dt} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{fv_x^2}{2D} = 0 \quad (\text{A } 1.9)$$

Contudo, como o atrito se opõe ao movimento, é conveniente que v_x^2 seja expresso como $v_x \cdot |v_x|$ para a introdução do sinal adequado.

Ao mesmo tempo, expandindo-se o termo da aceleração tal como:

$$\frac{dv_x}{dt} = \frac{\partial v_x}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial v_x}{\partial t} \Rightarrow \frac{dv_x}{dt} = v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_x}{\partial t} \quad (\text{A } 1.10)$$

e considerando-se, para fluidos incompressíveis, de acordo com Papanastasiou (2000):

$$v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} \ll \frac{\partial v_x}{\partial t} \quad (\text{A } 1.11)$$

Pode-se, então, reduzir a equação (A 1.9) à:

$$\frac{\partial v_x}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{f \cdot v_x \cdot |v_x|}{2D} = 0 \quad (\text{A } 1.12)$$

Considerando que as variações de pressão e temperatura devido à passagem de uma onda sonora são extremamente pequenas, o processo é quase reversível. Além disso, a relativa rapidez com que se processa a passagem da onda, juntamente com pequenas variações de temperatura, tornam o processo praticamente adiabático⁷³ (MÓDOLO, 1998). No limite, o processo pode ser considerado isentrópico (WYLIE; STREETER, 1980). Deste modo, as variações das propriedades termodinâmicas podem ser relacionadas da seguinte forma:

$$c = \sqrt{\frac{\partial p}{\partial \rho}} \quad (\text{A } 1.13)$$

Em função das variáveis independentes x e t , a equação (A 1.13) pode ser escrita como:

⁷³ Processo adiabático é aquele no qual não ocorrem trocas térmicas entre o sistema e o exterior.

$$\frac{\partial \rho}{\partial x} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (\text{A 1.14})$$

e,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial p}{\partial t} \quad (\text{A 1.15})$$

Nesse momento, introduzindo-se o módulo de compressibilidade isotérmico β conforme Larock *et al.* (2000) e Wylie e Streeter (1978):

$$\beta = -\frac{dp}{dV/V} = \frac{dp}{d\rho/\rho} \quad (\text{A 1.16})$$

onde dV/V é a mudança incremental no volume do fluido relativa ao volume inicial da mesma forma que $d\rho/\rho$ é a mudança incremental na densidade do fluido relativa à densidade inicial.

Pode-se escrever c como:

$$c = \sqrt{\frac{\beta}{\rho}} \quad (\text{A 1.17})$$

De tal modo, partindo-se do fato de que $v_x \ll c$, isto é:

$$v_x \frac{\partial \rho}{\partial x} \ll \frac{\partial \rho}{\partial t} \quad (\text{A 1.18})$$

$$v_x \frac{\partial \rho}{\partial x} \ll \rho \frac{\partial v_x}{\partial x} \quad (\text{A 1.19})$$

E, depois disto, desprezando-se os termos da equação (A 1.2) segundo as equações (A 1.18) e (A 1.19), obtém-se:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial v_x}{\partial x} = 0 \quad (\text{A 1.20})$$

Por consequência, concluindo-se o desenvolvimento para o escoamento descrito, a equação da continuidade toma, após a substituição da equação (A 1.15) na (A 1.20), a seguinte forma:

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial p}{\partial t} + \rho \frac{\partial v_x}{\partial x} = 0 \quad (A 1.21)$$

Finalmente, escrevendo-se a velocidade v_x em função da vazão q_v e da área da seção transversal A da tubulação, têm-se as duas equações a serem resolvidas no modelo elástico completo:

$$\frac{\partial q_v}{\partial t} + \frac{A}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{f \cdot q_v \cdot |q_v|}{2DA} = 0 \quad (A 1.22)$$

$$A \frac{\partial p}{\partial t} + \rho \cdot c^2 \frac{\partial q_v}{\partial x} = 0 \quad (A 1.23)$$

onde a equação (A 1.22) deriva da (A 1.12) enquanto que a equação (A 1.23) deriva da (A 1.21) pela substituição de $q_v = A \cdot v_x$.

APÊNDICE 2

COMPRESSIBILIDADE E EXPANSÃO TÉRMICA DOS FLUIDOS

A compressibilidade dos fluidos, também fator determinante para o entendimento do comportamento dos circuitos hidráulicos, corresponde à variação da massa específica com a pressão e a temperatura. Como a massa específica é dada pela relação entre a massa de fluido e o volume que este ocupa, isto é:

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (\text{A 2.1})$$

a sua variação implica que um mesmo volume pode conter diferentes massas.

No caso de líquidos, não há uma expressão analítica que modele o comportamento da massa específica em um sistema, mas se sabe que esta é influenciada pela pressão e pela temperatura, ou seja:

$$\rho = \rho(p, T) \quad (\text{A 2.2})$$

Nesta situação, pode-se obter uma expressão através da expansão em série de Taylor da função (A 2.2) desprezando-se os termos de segunda ordem e superiores, isto é:

$$\rho - \rho_i = \left. \frac{\partial \rho}{\partial p} \right|_T (p - p_i) + \left. \frac{\partial \rho}{\partial T} \right|_p (T - T_i) \quad (\text{A 2.3})$$

sendo que a condição operacional em que $\rho = \rho_i$, $p = p_i$ e $T = T_i$ caracteriza o estado inicial do sistema ou, em outras palavras, o ponto de operação (DE NEGRI, 2001).

Por conseguinte, empregando-se a equação (A 2.1), pode-se reescrever a equação (A 2.3) como:

$$\rho = \rho_i \left[1 + \frac{1}{\beta} (p - p_i) - \alpha (T - T_i) \right] \quad (\text{A 2.4})$$

que corresponde a equação de estado para um líquido linearizada em um ponto de operação, onde seus coeficientes podem ser obtidos de tabelas em livros especializados ou de catálogos completos sobre fluidos hidráulicos.

De tal modo, tem-se:

$$\beta = \rho_i \left. \frac{\partial \rho}{\partial p} \right|_T = -V_i \left. \frac{\partial p}{\partial V} \right|_T \quad (\text{A 2.5})$$

definido como o módulo de compressibilidade isotérmico, expresso em Pascal [Pa], e que estabelece a taxa de variação da massa específica em função da variação da pressão em um determinado volume ou, de outra maneira, a taxa de variação da pressão que ocorre em função da variação do volume onde o fluido está confinado.⁷⁴

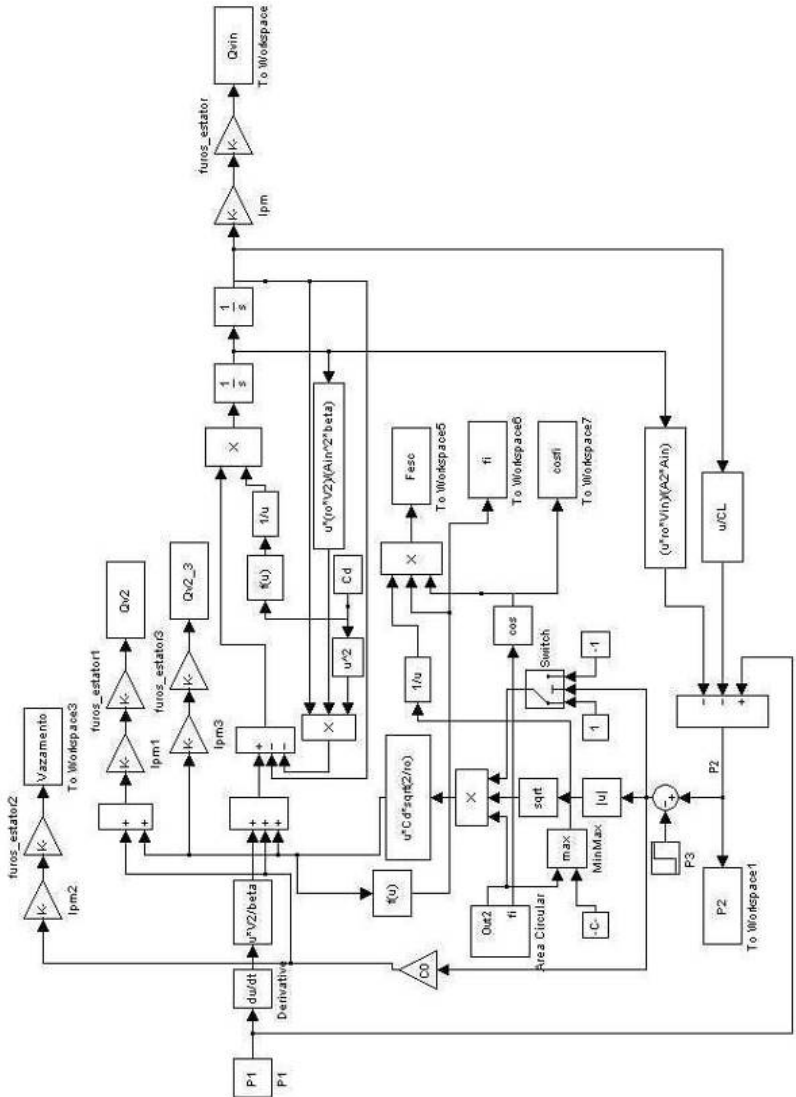
Por sua vez, o segundo coeficiente presente na equação (A 2.4) é o coeficiente de expansão térmica isobárico, sendo expresso como:

$$\alpha = \frac{1}{V_i} \left. \frac{\partial V}{\partial T} \right|_p \quad (\text{A 2.6})$$

⁷⁴ O módulo de compressibilidade de um óleo mineral é da ordem de 14×10^8 Pa a 18×10^8 Pa. A água, que atualmente está voltando a ser empregada em circuitos hidráulicos, possui β da ordem de 22×10^8 Pa (DE NEGRI, 2001).

APÊNDICE 3

MODELO PRELIMINAR DA VRI EM MATLAB®



APÊNDICE 4

FUNÇÃO DE ABERTURA E FECHAMENTO DO ORÍFICIO DE ÁREA VARIÁVEL IMPLEMENTADA NO LMS IMAGINE.LAB AMESIM

Tendo em vista que a abertura e o fechamento da área de passagem do fluido na VRI se dá pelo alinhamento entre dois orifícios circulares⁷⁵, como comentado no capítulo 3, segue-se com o cálculo da área de interseção entre dois círculos e, posteriormente, com o detalhamento da função de implementação deste no LMS Imagine.Lab AMESim.

Cálculo da Área de Interseção entre dois Círculos

Tomando-se dois círculos de raios R e r , centrados em $(0, 0)$ e $(d, 0)$, como indica a figura A 4.1, têm-se suas equações dadas por:

$$x^2 + y^2 = R^2 \quad (\text{A 4.1})$$

$$(x - d)^2 + y^2 = r^2 \quad (\text{A 4.2})$$

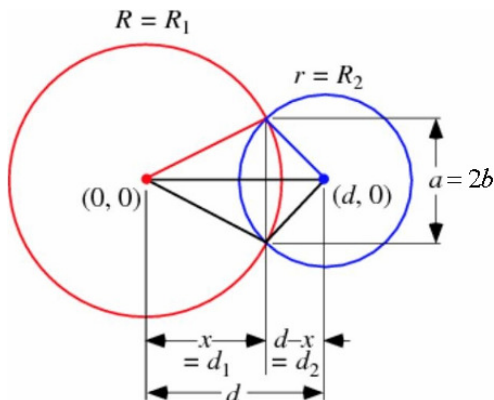


Figura A 4.1 – Interseção entre dois círculos (WEISSTEIN).

⁷⁵ Os orifícios do Protótipo 2 de VRI Proposto não são circulares. No entanto, a função de abertura e fechamento do orifício de área variável apresentada neste apêndice pode ser estendida para o caso.

Combinando-se as equações (A 4.1) e (A 4.2), obtém-se:

$$(x - d)^2 + (R^2 - x^2) = r^2 \quad (\text{ A 4.3 })$$

Rearranjando-se os termos, chega-se em:

$$x^2 - 2dx + d^2 - x^2 = r^2 - R^2 \quad (\text{ A 4.4 })$$

Onde, isolando-se x , o resultado é:

$$x = \frac{d^2 - r^2 + R^2}{2d} \quad (\text{ A 4.5 })$$

Ainda, conforme a figura A 4.1, tem-se que:

$$\begin{aligned} b^2 = R^2 - x^2 &= R^2 - \left(\frac{d^2 - r^2 + R^2}{2d} \right)^2 & (\text{ A 4.6 }) \\ &= \frac{4d^2 R^2 - (d^2 - r^2 + R^2)^2}{4d^2} \end{aligned}$$

Assim:

$$a = 2b = \frac{1}{d} \sqrt{4d^2 R^2 - (d^2 - r^2 + R^2)^2} \quad (\text{ A 4.7 })$$

Ou seja:

$$a = \frac{1}{d} \sqrt{(-d + r - R) \cdot (-d - r + R) \cdot (-d + r + R) \cdot (d + r + R)} \quad (\text{ A 4.8 })$$

De tal modo, a área de interseção entre os círculos (A_{IC}) é a soma de $A(R, d_1)$ e $A(r, d_2)$, encontradas, como detalham as figuras A 4.2 e

A 4.3, pela subtração entre as áreas dos seguimentos circulares e as áreas dos triângulos⁷⁶:

$$A(R, d_1) = R^2 \cos^{-1}\left(\frac{d_1}{R}\right) - d_1 \sqrt{R^2 - d_1^2} \quad (\text{A 4.9})$$

$$A(r, d_2) = r^2 \cos^{-1}\left(\frac{d_2}{r}\right) - d_2 \sqrt{r^2 - d_2^2} \quad (\text{A 4.10})$$

Sendo:

$$d_1 = x = \frac{d^2 - r^2 + R^2}{2d} \quad (\text{A 4.11})$$

$$d_2 = d - x = \frac{d^2 + r^2 - R^2}{2d} \quad (\text{A 4.12})$$

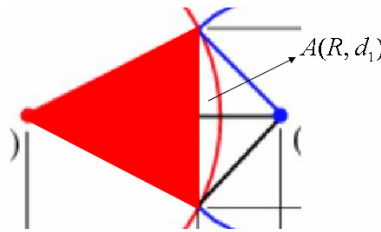


Figura A 4.2 – Área $A(R, d_1)$ em detalhe.

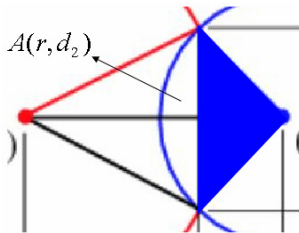


Figura A 4.3 – Área $A(r, d_2)$ em detalhe.

⁷⁶ Note que as áreas $A(r, d_1)$ e $A(r, d_2)$ consideram o dobro das áreas dos seguimentos circulares e dos triângulos para contabilizar as áreas das partes acima e abaixo do eixo das abscissas.

Com isso, a equação final da área de interseção (A_{IC}) é dada por:

$$A_{IC} = A(R, d_1) + A(r, d_2) \quad (\text{A 4.13})$$

sendo definida pela variável d .

Evolução no Tempo da Área de Passagem do Fluido na VRI

Primeiramente, considera-se o esquema mostrado na figura A 4.4. Neste, o rotor da VRI está indicado pelo círculo de diâmetro D_3 , que contém $N_{ORIFICIOS}$ orifícios radiais circulares de diâmetro D_2 (no caso da figura A 4.4, $N_{ORIFICIOS} = 8$). Por sua vez, a tubulação de entrada do fluido é designada pelo orifício circular de diâmetro D_1 .

O rotor possui velocidade angular ω . As figuras A 4.4, A 4.5 e A 4.6 indicam três posições distintas do rotor, onde $t_1 < t_4 < t_7$ (a nomenclatura não é contínua porque tem o propósito de servir adiante).

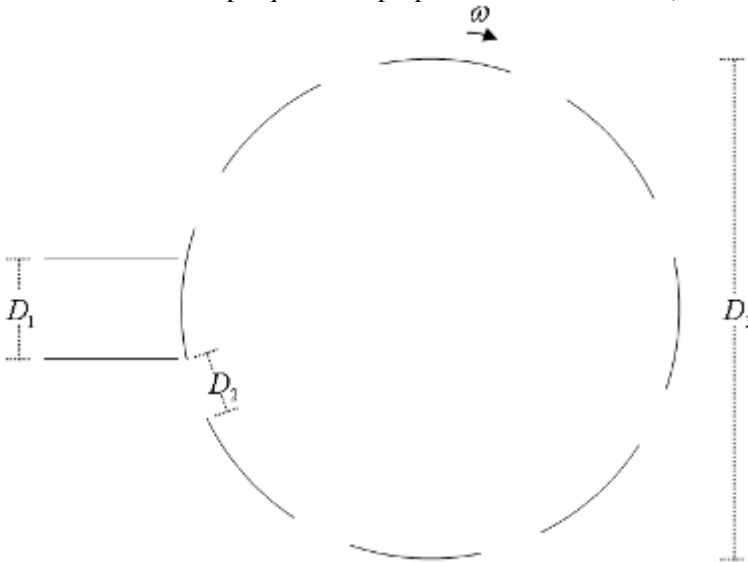


Figura A 4.4 – Rotor da VRI no tempo t_1 .

Na posição inicial, em $t = t_1$, não há passagem de fluido porque os orifícios circulares estão desalinhados. Decorrido certo tempo, em $t = t_4 = t_1 + \Delta t$, os orifícios se alinham, conforme mostra a figura A 4.5. Por fim, como exibe a figura A 4.6, os orifícios voltam a se desalinhar em $t = t_7 = t_4 + \Delta t$.

Em maior detalhe, a figura A 4.7 exibe a área de interseção entre dois orifícios circulares adjacentes de passagem do fluido na VRI à medida que o tempo evolui. Há de se notar que tal figura se refere à apenas um orifício de diâmetro D_1 se alinhando com um outro de diâmetro D_2 . Ainda, que t_1 é o momento iminente em que o orifício de passagem começa a se abrir ao passo que t_7 é aquele em que o orifício acaba de se fechar. Por sua vez, os orifícios estão completamente alinhados em t_4 , estando concêntricos por seus vetores normais ao plano (\hat{n}_{D1} e \hat{n}_{D2}) fazerem um ângulo de 0° entre si.

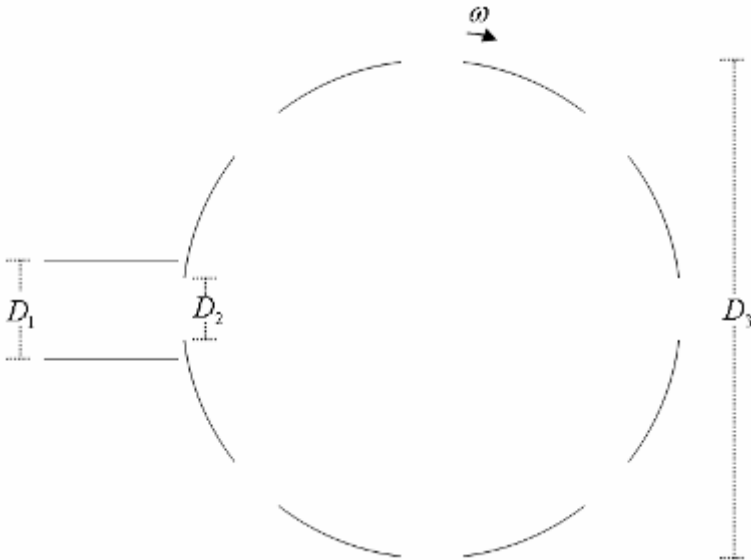


Figura A 4.5 – Rotor da VRI no tempo t_4 .

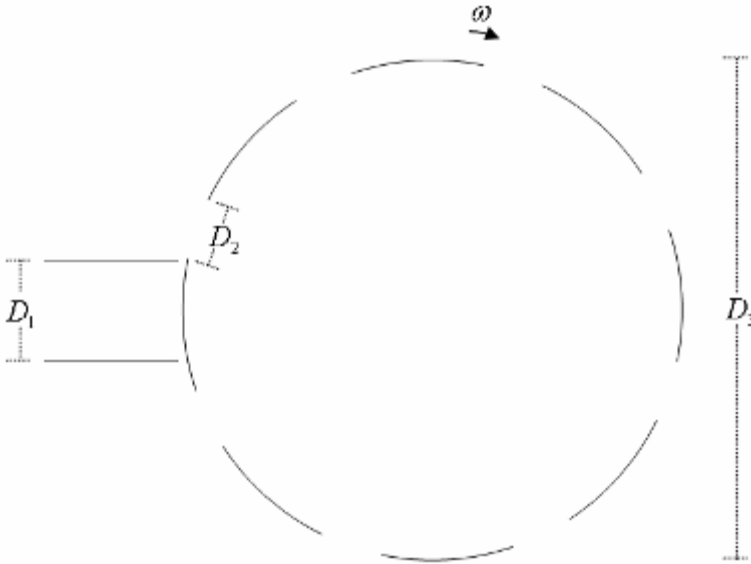


Figura A 4.6 – Rotor da VRI no tempo t_7 .

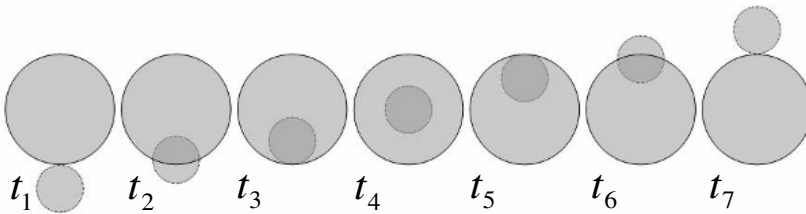


Figura A 4.7 – Área de interseção entre dois orifícios circulares adjacentes para passagem do fluido na VRI.

Implementação do Cálculo da Área de Interseção entre dois Círculos no LMS Imagine.Lab AMESim

Como Halliday (2001) menciona, todo movimento periódico tem uma frequência f que exprime o número de ciclos completos por segundo. O período T é o inverso desta frequência f , ou seja, o tempo necessário para um ciclo se completar. A velocidade angular ω , ou frequência angular, relaciona-se com f e T por:

$$T = \frac{1}{f} = \frac{2\pi}{\omega} \quad (\text{A 4.14})$$

Neste momento, com o intuito de descrever a função do cálculo de área de interseção entre dois círculos implementada no LMS Imagine.Lab AMESim, retomam-se os conceitos e nomenclaturas de variáveis apresentadas ao longo apêndice para a introdução de outros que seguem.

Primeiramente, com base na equação A 4.14, o tempo decorrido (t_a) entre t_1 e t_4 é encontrado por:

$$t_a \cong \frac{R_1 + R_2}{C_R \cdot f_R} \quad (\text{A 4.15})$$

onde f_R é a frequência de rotação do rotor, C_R é o perímetro do rotor dado por $C_R = 2\pi \cdot R_3$ e $R_1 = D_1/2$, $R_2 = D_2/2$ e $R_3 = D_3/2$.

Do mesmo modo, é calculado o tempo decorrido (t_f) entre t_4 e t_7 , ou seja, $t_f = t_a$. Com isto, pode-se implementar a equação A 4.13 com d variando de $R_1 + R_2$ até 0 durante o tempo de abertura t_a e de 0 até $R_1 + R_2$ durante o tempo de fechamento t_f , como mostra a figura A 4.8. No restante do tempo (t_0), caso o número de orifícios radiais no rotor seja igual a um ($N_{ORIFICIOS} = 1$), a área de interseção entre os círculos deve ser zero, o que significa fazer $d = R_1 + R_2$ para $t_0 = T_R - (t_a + t_f) = T_R - 2 \cdot t_a$.

Já no caso de $N_{ORIFICIOS} > 1$, o período em que o ciclo de abertura de passagem do fluido se inicia novamente (T_P) cai na proporção de $T_P = T_R / N_{ORIFICIOS}$ (logo $f_P = N_{ORIFICIOS} \cdot f_R$)⁷⁷. Sendo que t_a e t_f não são afetados por $N_{ORIFICIOS}$, como explícito na equação A 4.15, a figura A 4.9 exemplifica um caso onde $N_{ORIFICIOS} = 2$, mantendo-se a frequência e as dimensões consideradas para a figura A 4.8.

⁷⁷ Note que f_P é a frequência experimentada por um dado conduto de entrada de fluido na VRI, dados $N_{ORIFICIOS}$ e f_R .

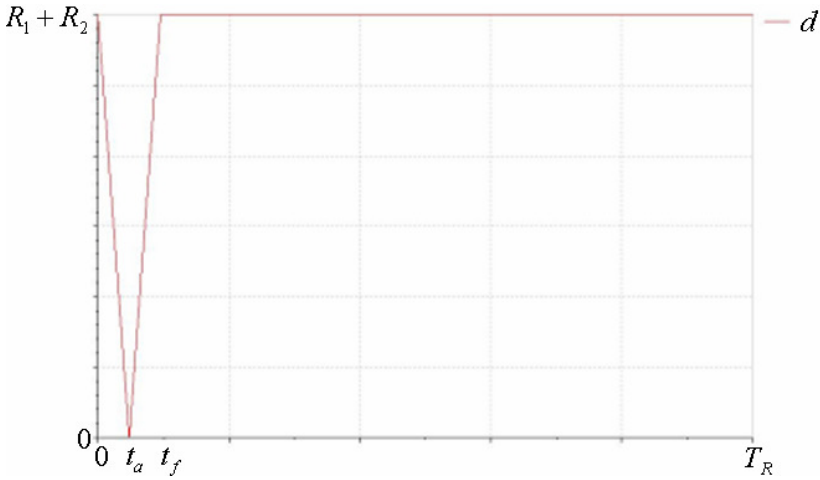


Figura A 4.8 – Variação de d para o período de ciclo completo do rotor T_R .

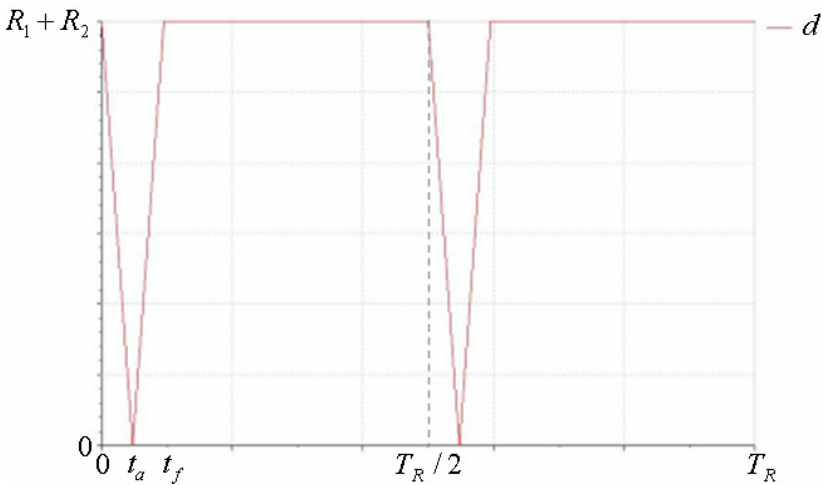


Figura A 4.9 – Variação de d para $N_{ORIFICIOS} = 2$ no período de ciclo completo do rotor T_R .

Com isso, a figura A 4.10 mostra o diagrama que implementa a função do cálculo da área de interseção entre dois círculos no LMS Imagine.Lab AMESim. Para tanto, utilizou-se um gerador de sinal PFM (Modulação por Frequência de Pulso) para que gerasse a função de d vari-

ando no tempo. Sendo que a saída do gerador fornece um sinal variando de 0 a 1 ao longo de t_a e de 1 a 0 em t_f , o mesmo é multiplicado por $-(R_1 + R_2)$ e depois somado a $R_1 + R_2$ para que se obtenha o sinal desejado.

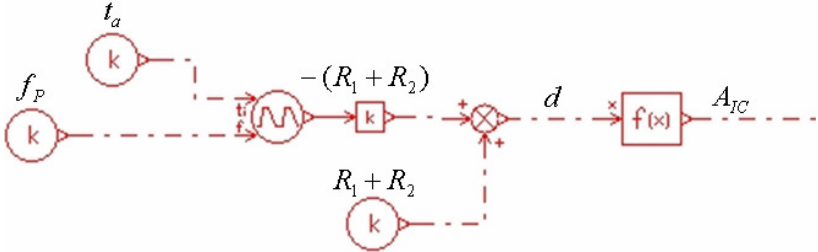


Figura A 4.10 – Diagrama de implementação do cálculo da área de interseção entre dois círculos no LMS Imagine.Lab AMESim.

Por fim, a figura A 4.11 exhibe um exemplo onde se considerou: $f_R = 1\text{Hz}$, $N_{ORIFICIOS} = 2$, $R_1 = 1,75 \cdot 10^{-3} \text{m}^2$, $R_2 = 1,25 \cdot 10^{-3} \text{m}^2$ e $R_3 = 10 \cdot 10^{-3} \text{m}^2$.

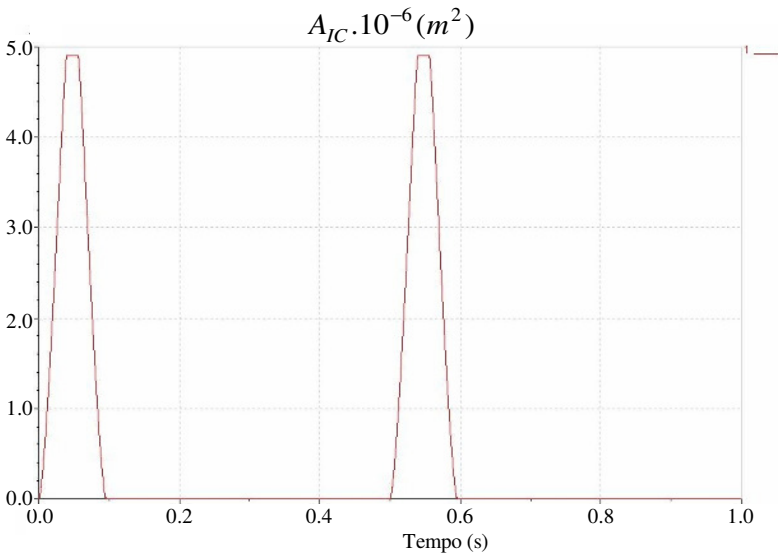


Figura A 4.11 – Exemplo de cálculo da área de interseção entre dois círculos.

Efeitos Relacionados ao Número de Orifícios Radiais no Rotor e Número de Dutos de Entrada de Fluido na VRI

Até o momento, este apêndice lidou com o projeto da VRI tendo um dado número de orifícios radiais no rotor ($N_{ORIFICIOS}$) em conjunto com apenas um conduto de entrada do fluido ($N_{DUTOS} = 1$). No entanto, é necessário tratar o problema de modo mais abrangente. Assim, dados N pontos igualmente espaçados entre si em duas circunferências distintas (para facilitar, chamam-se $N_{ORIFICIOS}$ e N_{DUTOS}), parte-se de que:⁷⁸

- O *MMC* (mínimo múltiplo comum) entre $N_{ORIFICIOS}$ e N_{DUTOS} revela o número de vezes em que haverá coincidência de pontos ao se girar uma circunferência em relação à outra em um ciclo completo (360°);
- O *MDC* (máximo divisor comum) entre $N_{ORIFICIOS}$ e N_{DUTOS} revela a quantidade de pontos coincidentes, ao mesmo tempo, para cada ângulo em que há coincidência entre pontos.

Na prática, a primeira afirmativa mostra que a frequência experimentada por um ponto de junção a montante dos condutos de entrada de fluido na VRI (f_J), mostrado na figura A 4.12, é dada pela equação:

$$f_J = MMC(N_{ORIFICIOS}, N_{DUTOS}) \cdot f_R \quad (A\ 4.16)$$

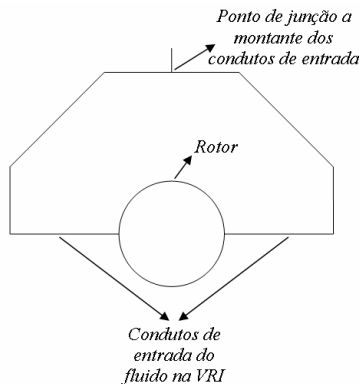


Figura A 4.12 – Ponto de junção a montante dos dutos de entrada de fluido na VRI para $N_{DUTOS} = 2$.

⁷⁸ As duas propriedades a seguir provêm de observações e deduções do autor dessa tese.

Sendo que o sinal gerado neste ponto de junção, de frequência f_J , é dado pela sobreposição dos sinais provindos de cada um dos condutos de entrada de fluido na VRI, cujo atraso (em segundos) em relação ao primeiro conduto ($N_{DUTO} = 1$) é:

$$ATRASSO_{DUTON} = \left(\frac{N_{DUTO} - 1}{N_{DUTOS}} \right) \cdot \frac{1}{f_J} \quad (\text{A 4.17})$$

sendo que N_{DUTO} recebe um valor definido entre 1 e N_{DUTOS} .

Da mesma maneira, o conduto por qual o fluido sai da VRI e é levado ao tanque sofre o mesmo efeito de sobreposição dos picos de vazão e de pressão gerados individualmente por cada orifício radial do rotor, visto que este também se trata de um ponto de junção de sinais, no caso, a jusante da válvula. Assim, a frequência f_J representa aquela na qual o sistema está sendo excitado pela VRI.

Quanto à segunda afirmativa, pode-se determinar o número de orifícios radiais do rotor que estão sendo abertos em conjunto para permitir a passagem de fluido na VRI numa dada frequência f_J ⁷⁹.

Como exemplo, considera-se $N_{ORIFICIOS} = 2$ e $N_{DUTOS} = 3$. Para $f_R = 1\text{Hz}$, $f_J = 6 \cdot f_R = 6\text{Hz}$, sendo o $ATRASSO_{DUTO1} = 0\text{ s}$, o $ATRASSO_{DUTO2} = \frac{1}{6}\text{ s}$ e o $ATRASSO_{DUTO3} = \frac{2}{6}\text{ s}$, como mostrado na figura A 4.13.

Por fim, modificando-se o número de orifícios radiais do rotor da configuração anterior para $N_{ORIFICIOS} = 4$, tem-se $MMC(4,3) = 12$ e $MDC(4,3) = 1$, o que significa saber que haverão 12 aberturas para passagem de fluido em tempos distintos, sendo aberto apenas um orifício de cada vez. No entanto, se ao invés de modificar $N_{ORIFICIOS}$, modifica-se o número de condutos de entrada do fluido para $N_{DUTOS} = 6$, tem-se $MMC(2,6) = 6$ e $MDC(2,6) = 2$, o que revela que haverão 6 aberturas

⁷⁹ Note que os cálculos partem do princípio em que as áreas dos orifícios radiais do rotor e dos condutos de entrada de fluido são consideradas como pontos de interseção. Assim, há um limite proporcional entre os diâmetros D_1 , D_2 e D_3 dados $N_{ORIFICIOS}$ e N_{DUTOS} , para que esta afirmativa seja verdadeira.

para passagem de fluido em tempos distintos, sendo abertos dois orifícios de cada vez.⁸⁰

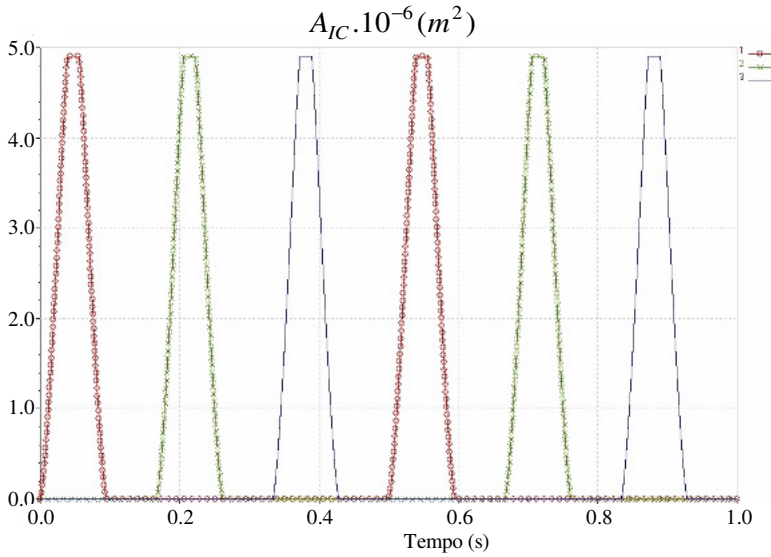


Figura A 4.13 – Área de passagem no tempo para $N_{ORIFICIOS} = 2$,
 $N_{DUTOS} = 3$ e $f_R = 1Hz$.

⁸⁰ Por definição, o valor do *MDC* entre dois números é igual a 1 quando estes são primos entre si.

APÊNDICE 5

DESENHOS DE FABRICAÇÃO DO PROTÓTIPO 2 DE VRI PROPOSTO

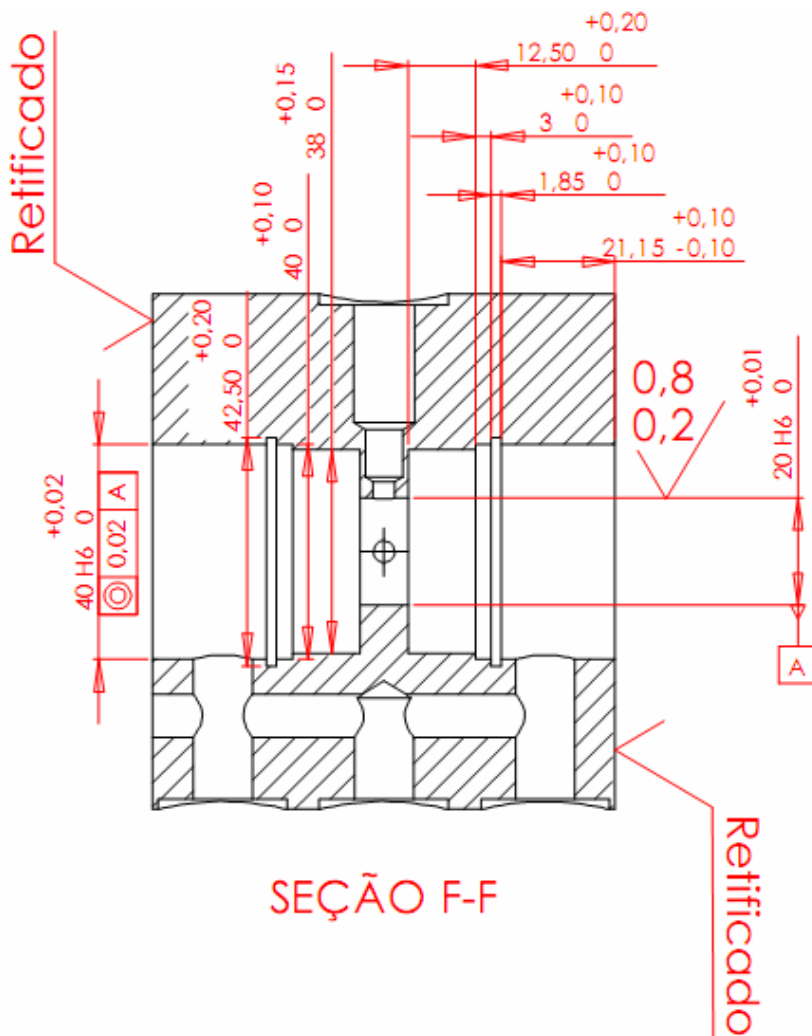


Figura A 5.1 – Vista em corte do corpo da VRI.

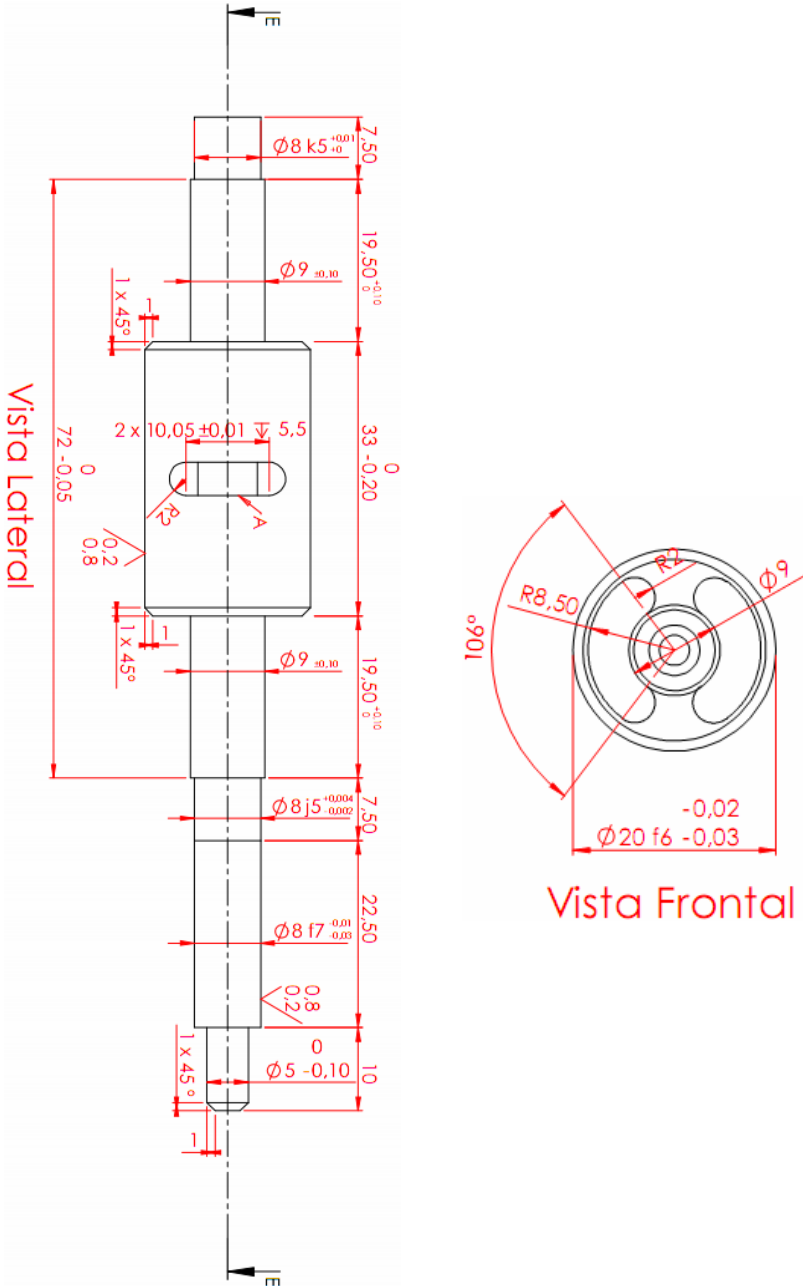


Figura A 5.2 – Vista lateral do rotor da VRI.