

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

**ANÁLISE TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE FALHAS EM VÁLVULAS DIRECIONAIS
SERVOPROPORCIONAIS**

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

JOSÉ ROBERTO BRANCO RAMOS FILHO

Florianópolis, Julho de 2009

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

**ANÁLISE TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE FALHAS EM VÁLVULAS DIRECIONAIS
SERVOPROPORCIONAIS**

JOSÉ ROBERTO BRANCO RAMOS FILHO

**Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de
MESTRE EM ENGENHARIA**

**ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA
sendo aprovada em sua forma final.**

Victor Juliano De Negri, Prof. Dr. - Orientador

Eduardo Alberto Fancello, Prof. Dr. - Coordenador do Programa

BANCA EXAMINADORA

Jonny Carlos da Silva, Prof. Dr. - Presidente

Edson Roberto de Pieri, Prof. Dr.

Ubirajara Franco Moreno, Prof. Dr.

“Se você não quer ser esquecido quando morrer, escreva coisas que vale a pena ler ou faça coisas que vale a pena escrever.”

Benjamin Franklin

Aos meus pais, José Roberto e Vera, por todo o suporte para alcançar esta conquista.

À minha esposa Katrice e minha filha Luísa, por serem minha motivação e alegria todos os dias.

AGRADECIMENTOS

A Deus, pela centelha da curiosidade e vontade de aprender que sempre me impulsionaram.

Ao meu orientador, Victor Juliano De Negri pela amizade, orientação e incentivo em todas as etapas deste trabalho.

Aos meus amigos do LASHIP, Irving Muraro, Matheus Ibagy, Luciano Retzlaff, Guilherme Brisot, Alisson Dalssasso, Rodrigo Szpak e todos os outros que me ajudaram com discussões, idéias e eventualmente “botando a mão na graxa”.

Aos servidores e bolsistas dos outros laboratórios do Departamento de Engenharia Mecânica que me ajudaram com conhecimento e equipamentos para a realização deste trabalho.

Aos professores do POSMEC pelo conhecimento adquirido.

Ao CNPq, pela bolsa concedida para o desenvolvimento deste trabalho.

SUMÁRIO

Lista de figuras.....	ix
Lista de tabelas.....	xiii
Simbologia	xiv
Resumo.....	xviii
Abstract.....	xix
1. Introdução	1
1.1 Sistemas hidráulicos	1
1.2 Diagnóstico	1
1.3 Objetivos e metodologia	2
1.4 Justificativas e contribuições	3
1.5 Estrutura do trabalho	3
2. Diagnóstico de falhas e válvulas de controle contínuo direcional.....	4
2.1 Sistemas de diagnóstico de falhas	4
2.1.1 Aquisição (sensoriamento)	5
2.1.2 Pré-processamento (condicionamento de sinais).....	6
2.1.3 Representação.....	6
2.1.4 Avaliação e resposta.....	7
2.1.4.1 Diagnóstico baseado em modelos	8
2.1.4.2 Abordagens híbridas	10
2.2 Válvulas de controle contínuo eletricamente moduladas.....	11
2.2.1 Configurações de válvulas de controle contínuo direcionais	13
2.2.2 Forças de movimento em uma válvula carretel	15
2.2.2.1 Massa móvel efetiva	15
2.2.2.2 Força de atrito	16
2.2.2.3 Forças de escoamento.....	18
2.2.3 Conversores eletromecânicos	23
2.2.4 Efeito da temperatura em válvulas de controle contínuo hidráulicas.....	30
2.2.4.1 Variação da massa específica dos fluidos	30
2.2.4.2 Variação da viscosidade dos fluidos	31
2.2.4.3 Variação na vazão da válvula	33
2.2.4.4 Limitação da potência do solenóide.....	34
2.2.5 Efeito da pressão em válvulas de controle contínuo hidráulicas	34
2.2.5.1 Variação na massa específica dos fluidos	34
2.2.5.2 Variação na viscosidade dos fluidos	35
2.2.5.3 Variação na vazão da válvula	36
2.2.6 Problemas em válvulas	38

2.2.6.1 Causas das falhas.....	39
2.2.6.1.1 Contaminação do óleo	39
2.2.6.1.2 Outros fatores.....	44
2.2.6.2 Falhas mais comuns	45
3. Caracterização teórico-experimental	47
3.1 Bancada de ensaios	48
3.1.1 Circuito hidráulico	49
3.1.2 Aquisição de dados.....	53
3.1.3 Válvula Hydrus HDR01	55
3.1.4 Software	57
3.2 Ensaio de caracterização da válvula.....	57
3.2.1 Vazamento interno	58
3.2.1.1 Ensaio manual	59
3.2.1.2 Ensaio automatizado.....	60
3.2.2 Posição do carretel versus corrente no solenóide a uma queda de pressão constante na válvula (temperatura constante).....	61
3.2.3 Posição do carretel x corrente no solenóide para uma dada faixa de p_s (T_s constante)	61
3.2.4 Posição do carretel x corrente no solenóide para diferentes faixas de T_s (p_s constante).....	66
3.2.5 Ensaio a abertura constante	67
3.3 Modelagem e parametrização.....	70
3.3.1 Ensaio de parametrização do modelo.....	78
4. Ensaio de Validação	82
4.1.1 Ensaio a abertura constante	84
4.1.2 Ensaio senoidal.....	95
4.1.3 Ensaio com atuador	98
4.1.4 Ensaio senoidal.....	103
5. Conclusões	108
5.1 Discussão dos ensaios de validação	108
5.1.1 Tolerância a erros entre o modelo e a corrente real.....	108
5.1.2 Condições de não-detecção com o uso do modelo de corrente.....	108
5.1.3 Efeito de perturbações sobre o sistema hidráulico	109
5.1.4 Usos do modelo de corrente da válvula.....	110
5.1.5 Diagnóstico de falhas.....	111
5.2 Sugestões para trabalhos futuros	113
Referências bibliográficas.....	114

Apêndices	117
1. Ensaio preliminar.....	118
2. Diagramas de blocos do simulink	123
3. Parâmetros do modelo.....	126
4. Medições do carretel desgastado	133

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Limites dinâmicos (BYRNE et al., 1995 apud SOUZA, 2004).....	9
Figura 2 – Válvula servoproporcional da Hydrus.....	13
Figura 3 – Ganho de vazão para diferentes tipos de centro (LINSINGEN, 2003).	14
Figura 4 - Corte transversal do corpo da válvula Hydrus HDR01 – linhas de dreno .	16
Figura 5 – Dimensões em uma válvula com carretel deslizante.....	16
Figura 6 – Força de atrito em componentes hidráulicos (DE NEGRI, 2001).	17
Figura 7 - Forças de escoamento em um carretel com fluido saindo do orifício de controle (MERRIT, 1967).....	19
Figura 8 - Corpo e camisa de uma válvula servoproporcional com camisa e pórtico circular.....	19
Figura 9 – Efeito da abertura radial no ângulo de jato (MERRIT, 1967).....	22
Figura 10 – Solenóide de corrente contínua (LINSINGEN, 2003).....	24
Figura 11 – Características força-deslocamento de solenóides (a) convencionais e (b) proporcionais (BHOJKAR, 2004).	25
Figura 12 - Curvas de magnetização para um material ferromagnético típico (CHEN, 2004).....	27
Figura 13 – Massa específica de óleos minerais em função da temperatura, à pressão atmosférica (LINSINGEN, 2003).....	31
Figura 14 - Curvas $\nu \times T$ para três tipos de fluidos de mesma classe de viscosidade (LINSINGEN, 2003).....	32
Figura 15 – Variação da viscosidade com a pressão para diferentes fluidos, com mesma viscosidade à pressão atmosférica (LINSINGEN, 2003).	36
Figura 16 – Curva da diferença de pressão Δp na válvula versus a vazão q_V para forças de escoamento F_{esc} constantes (FURST e DE NEGRI, 2002).....	37
Figura 17 - Comportamento da servoválvula em óleo limpo (TESSMAN e HONG, 1998).....	41
Figura 18 – Comportamento da válvula em óleo contaminado (TESSMAN e HONG, 1998).....	41
Figura 19 – Aumento da histerese medida na válvula exposta a óleo contaminado (TESSMAN e HONG, 1998).	42
Figura 20 – Bancada de ensaio de válvulas.....	49
Figura 21 – Unidade de Potência e Condicionamento Hidráulico.	49
Figura 22 – Circuito hidráulico da UPCH e da bancada de ensaios.....	52
Figura 23 – Equipamentos de condicionamento, aquisição e armazenamento de dados.....	53

Figura 24 – Circuito elétrico da bancada de ensaios.....	54
Figura 25 – Sondas térmicas e bloco NG6-NG10 ECO.....	55
Figura 26 – Válvula HDR01 e eletrônica MX30/HDR01B.....	56
Figura 27 – Fluxo de informações entre a bancada de ensaios e os modelos do Simulink (Figura 67 do Apêndice 1).....	57
Figura 28 – Vazamento interno x posição do carretel - ensaio manual.....	59
Figura 29 – Vazamento interno x posição do carretel – ensaio automatizado.	60
Figura 30 – (a) Vazão na faixa linear x posição do carretel a T_S de 40 °C e múltiplas faixas de p_S ; (b) Vazão em torno do centro da válvula x posição do carretel a T_S de 40 °C e múltiplas faixas de p_S	64
Figura 31 - Corrente x posição do carretel a T_S de 40 °C e múltiplas faixas de p_S . 65	65
Figura 32 – Corrente x posição do carretel com p_S de 4 MPa e T_S de 40 °C para diferentes frequências de comando senoidal.	66
Figura 33 – (a) Vazão x posição do carretel a p_S de 4 MPa e múltiplas faixas de T_S ; (b) Corrente no solenóide x posição do carretel a p_S de 4 MPa e múltiplas faixas de T_S ... 67	67
Figura 34 – (a) Queda de pressão; (b) diferença de temperatura e (c) vazão na válvula para posição do carretel igual a 1,635 mm; (d) Queda de pressão; (e) diferença de temperatura e (f) vazão na válvula para posição do carretel igual a 1,32 mm.....	69
Figura 35 – Característica força x corrente do solenóide proporcional Wandfluh PI45V- G24 - M40 (WANDFLUH AG, 2003).....	71
Figura 36 – Modelo de estimativa de corrente em paralelo com o solenóide da válvula HDR01.....	74
Figura 37 – Diagrama de blocos da estimativa de corrente no solenóide correspondente às Equações (42), (45) e (46).....	75
Figura 38 – Diagrama de blocos da queda de pressão por via e total na válvula, correspondente às Equações (39) e (40).	76
Figura 39 – Diagrama de blocos da queda de pressão por via e total na válvula através da diferença de temperatura, correspondente às Equações (35), (39) e (40)....	77
Figura 40 – Diagrama de blocos da estimativa de corrente correspondente às Equações (42), (45) e (46) com distinção entre o lado A e o lado B da válvula.....	78
Figura 41 – (a) Linearização da curva corrente máxima x posição do carretel; (b) Linearização da curva corrente mínima x posição do carretel.	79
Figura 42 – (a) Coeficiente angular da linearização da corrente máxima no solenóide; (b) Coeficiente linear da linearização da corrente máxima no solenóide; (c) Coeficiente angular da linearização da corrente mínima no solenóide; (d) Coeficiente linear da linearização da corrente mínima no solenóide.	80

Figura 43 – Carretel saudável.....	82
Figura 44 – Carretel contaminado.	83
Figura 45 – Carretel desgastado.	83
Figura 46 – (a) Posição do carretel saudável; (b) posição do carretel saudável em detalhe; (c) posição do carretel contaminado; (d) posição do carretel desgastado para um comando degrau de 2,43 mm com p_s de 4 MPa e T_s de 40 °C.....	86
Figura 47 – (a) Vazão da válvula com carretel saudável; (b) vazão da válvula com carretel saudável em detalhe; (c) vazão da válvula com carretel contaminado; (d) vazão da válvula com carretel desgastado para um comando degrau de 2,43 mm com p_s de 4 MPa e T_s de 40 °C.....	87
Figura 48 – Corrente no solenóide e estimativas do modelo utilizando parâmetros experimentais, teóricos e Δp_t estimada por ΔT_t com (a) carretel saudável; (b) carretel saudável em detalhe; (c) carretel contaminado; (d) carretel desgastado para um comando degrau de 2,43 mm com p_s de 4 MPa e T_s de 40 °C.....	89
Figura 49 - Corrente do solenóide e estimativas do modelo utilizando parâmetros experimentais, teóricos e Δp_t estimada por ΔT_t com o carretel desgastado para um comando degrau de (a) 1,32 mm; (b) 1,635 mm; (c) 2,12 mm; (d) 2,43 mm com p_s de 4 MPa e T_s de 40 °C.....	93
Figura 50 - Vazão x posição do carretel desgastado com p_s de 4 MPa e T_s de 40 °C.....	93
Figura 51 – Erro percentual entre a corrente no solenóide e as estimativas do modelo utilizando parâmetros experimentais, teóricos e Δp_t estimada por ΔT_t com (a) carretel saudável; (b) carretel saudável em detalhe; (c) carretel contaminado; (d) carretel desgastado para um comando degrau de 2,43 mm com p_s de 4 MPa e T_s de 40 °C.....	94
Figura 52 – Posição do carretel (a) saudável; (b) contaminado; (c) desgastado, para um sinal de comando senoidal de período igual a 20 s com p_s de 4 MPa e T_s de 40 °C...	96
Figura 53 - Erro percentual entre a corrente no solenóide e as estimativas do modelo utilizando parâmetros experimentais e teóricos com (a) carretel saudável; (b) carretel contaminado; (c) carretel desgastado para um comando senoidal de período igual a 20 s com p_s de 4 MPa e T_s de 40 °C.....	97
Figura 54 – Posição do cilindro assimétrico para um comando degrau de 250 mm com (a) carretel saudável; (b) carretel contaminado; (c) carretel desgastado, a p_s de 5 MPa e T_s de 40 °C.....	99

Figura 55 – Posição do carretel (a) saudável; (b) contaminado; (c) desgastado, com a válvula acionando um cilindro assimétrico para um degrau de 250 mm a p_s de 5 MPa e T_s de 40 °C. e com faixas diferentes.....	100
Figura 56 - Erro percentual entre a corrente no solenóide e as estimativas do modelo utilizando parâmetros experimentais e teóricos com (a) carretel saudável; (b) carretel contaminado; (c) carretel desgastado com a válvula acionando um cilindro assimétrico para um degrau de 250 mm a p_s de 5 MPa e T_s de 40 °C.	102
Figura 57 - Erro percentual entre a corrente no solenóide e as estimativas do modelo utilizando parâmetros experimentais e a estimativa da Δp_t baseado em ΔT_t para o carretel saudável com a válvula acionando um cilindro assimétrico para um degrau de 250 mm a p_s de 5 MPa e T_s de 40 °C.....	103
Figura 58 – Posição do cilindro assimétrico para um comando senoidal de período igual a 40 s com (a) carretel saudável; (b) carretel contaminado; (c) carretel desgastado, a p_s de 5 MPa e T_s de 40 °C.....	104
Figura 59 - Posição do carretel (a) saudável; (b) contaminado; (c) desgastado, com a válvula acionando um cilindro assimétrico para um comando senoidal de período igual a 40 s a p_s de 5 MPa e T_s de 40 °C.....	105
Figura 60 - Erro percentual entre a corrente no solenóide e as estimativas do modelo utilizando parâmetros experimentais e teóricos com (a) carretel saudável; (b) carretel contaminado; (c) carretel desgastado com a válvula acionando um cilindro assimétrico para um comando senoidal de período igual a 40 s a p_s de 5 MPa e T_s de 40 °C.....	106
Figura 61 – Tensão no sensor Hall x posição do carretel em para várias temperaturas do fluido na via de retorno.	118
Figura 62 - Diferença entre a tensão no sensor Hall a T_{T0} e a tensão no sensor a diferentes temperaturas x tensão no Hall a T_{T0}	119
Figura 63 – Coeficientes angulares a_{dV} e lineares b_{dV} da diferença de tensão do Hall em relação à leitura a T_{T0} x diferença entre a T_{Tm} e T_{T0}	120
Figura 64 – Modelo de condicionamento do sinal do sensor Hall	121
Figura 65 – Curva de calibração dos termopares (a) da via de suprimento; (b) da via A; (c) da via B; (d) da via de retorno.....	122
Figura 66 - Bloco delta T.....	123
Figura 67 – Diagrama de blocos geral.....	124
Figura 68 – Diagrama de blocos Aquisição e Condicionamento	125

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Coeficientes de correção da massa específica para fluidos hidrocarbonetos (HODGES, 1996).....	31
Tabela 2 – Valores típicos do IV (BACKÉ, apud LINSINGEN, 2003).....	33
Tabela 3 – Valores para a constante de viscosidade c	35
Tabela 4 – Componentes da bancada de ensaios e da UPCH.	50
Tabela 5 – Ganhos do controlador dos ensaios com a válvula	84
Tabela 6 – Ganhos dos controladores nos ensaios com atuador.....	98
Tabela 7 – Coeficientes do polinômio de 7ª ordem do sensor Hal	119
Tabela 8 – Coeficientes do modelo de correção do sensor Hall	121
Tabela 9 – Características do fluido hidráulico Mobil DTE 24	126
Tabela 10 – Parâmetros teóricos e experimentais do modelo de estimativa de corrente.....	127

SIMBOLOGIA

Alfabeto Latino

Símbolo	Descrição	Unidade
a_f	Aceleração da massa de fluido contido na distância de amortecimento l_{c3}	m/s^2
A_c	Área da face do ressalto do carretel	m^2
A_0	Área do orifício	m^2
c_l	Calor específico do fluido	J/kg.K
a	Coefficiente angular	Depende do subíndice
B_e	Coefficiente de amortecimento viscoso efetivo	N.s/m
cc	Coefficiente de contração	Adimensional
cd	Coefficiente de descarga	Adimensional
K_{Fi}	Coefficiente de força-corrente	N/A
K_v	Coefficiente de vazão	$m^3/s.\sqrt{Pa}$ ($6 \times 10^4 \cdot lpm/\sqrt{10^{-5} \cdot bar}$)
cv	Coefficiente de velocidade	Adimensional
b	Coefficiente linear	Depende do subíndice
b_s	Coefficiente linear da relação força-corrente do solenóide	N
F_{escRPa}	Componente axial da força de jato (Figura 7)	N
F_{escRPr}	Componente radial da força de jato (Figura 7)	N
l_{c2}	Comprimento do espaço anular entre os ressaltos do carretel e a camisa da válvula	m
c	Constante que relaciona viscosidade absoluta a variações na pressão.	Pa^{-1}
i_s	Corrente no solenóide	A
B_s	Densidade de fluxo magnético do solenóide	Wb/m ²
x_c	Deslocamento do carretel da válvula	m
d_p	Diâmetro do pórtilo circular	m
d_c	Diâmetro do ressalto do carretel	m
d_s	Diâmetro do solenóide	m

l_{c3}	Distância de amortecimento	m
Cr	Folga radial do carretel da válvula	m
U_b	Força contra eletromotriz	V
F_{at}	Força de atrito do carretel	N
F_{esc}	Força de escoamento	N
F_s	Força do solenóide	N
w	Gradiente de área do orifício	m ² /m
IV	Índice de viscosidade	10 ⁻⁶ .m ² /s.°C (cSt/°C)
L_s	Indutância do solenóide	H
H_{sc}	Intensidade do campo magnético de coercitividade externo ao núcleo do solenóide	A/m
H_s	Intensidade do campo magnético do núcleo do solenóide	A/m
m_{f2}	Massa do fluido contido na distância de amortecimento	kg
	l_{c3}	
m_{f1}	Massa do fluido contido nas câmaras da válvula	kg
m_{fd}	Massa do fluido contido nas linhas de dreno do carretel	kg
m_c	Massa dos componentes da válvula que se movem com o carretel	kg
m_e	Massa móvel efetiva da válvula	kg
N_s	Número de espiras do solenóide	Adimensional
x_{m0}	Pré-carga da mola da válvula	m
p	Pressão	Pa
Δp_t	Queda de pressão total na válvula	Pa
r	Raio do canto do ressalto	m
l_{c1}	Recobrimento do carretel (<i>overlap</i>)	m
R_s	Resistência do solenóide	Ω (V/A)
K_{esc}	Rigidez da “mola de Bernoulli” (constante da força de escoamento)	N/m
K_m	Rigidez da mola do carretel	N/m
K_e	Rigidez de mola efetiva	N/m

T	Temperatura	$^{\circ}\text{C}$
U_s	Tensão aplicada ao solenóide	V
q_V	Vazão	m^3/s
V	Volume de fluido	m^3

Alfabeto Grego

θ	Ângulo do jato	rad ($^{\circ}$)
β	Coeficiente de compressibilidade isotérmico do fluido	Pa
α_T	Coeficiente de expansão térmica isobárico	$^{\circ}\text{C}^{-1}$
τ_s	Constante de tempo do solenóide	s
λ	Constante que relaciona viscosidade absoluta a variações de temperatura	$^{\circ}\text{C}^{-1}$
ε	Distância entre as linhas centrais do carretel e da camisa da válvula	m
ω_v	Freqüência natural da válvula	rad/s
ρ	Massa específica do fluido	kg/m^3
ζ_v	Razão de amortecimento da válvula	Adimensional
μ	Viscosidade absoluta	Pa.s
ν	Viscosidade cinemática	m^2/s ($10^6 \cdot \text{cSt}$)

Subíndices

1	Anterior ao orifício
c	Calculada
a_i	Coeficiente angular do modelo de estimativa de corrente
b_i	Coeficiente linear do modelo de estimativa de corrente
i	Corrente
lmt	De saturação ou limite
max	Máximo
m	Medido
min	Mínimo
n	Nominal

<i>2</i>	Posterior ao orifício
<i>0</i>	Referência ou central
<i>A</i>	Referente à via A
<i>B</i>	Referente à via B
<i>T</i>	Referente à via de retorno
<i>S</i>	Referente à via de suprimento
<i>RP</i>	Regime permanente
<i>RT</i>	Regime transiente
<i>rem</i>	Remanente

RESUMO

Este trabalho trata da detecção e diagnóstico de falhas em válvulas de controle contínuo eletricamente moduladas através da avaliação das forças internas da válvula. Estas forças são estimadas por um modelo comportamental de uma válvula saudável, e então comparadas com a força aplicada pelo solenóide ao carretel da válvula através da comparação entre a corrente imposta ao solenóide e estimativas das correntes máxima e mínima que devem ser aplicadas à uma válvula saudável sob determinada condição de operação.

Para tanto são apresentadas noções sobre o diagnóstico automatizado de falhas e sobre válvulas de controle contínuo eletricamente moduladas, mais especificamente as válvulas de carretel deslizante servoproporcionais. Em adição, foram apresentadas as falhas mais comuns em válvulas hidráulicas, juntamente com suas causas.

Experimentos em uma bancada de ensaios em concordância com a norma ISO 10770-1 (ISO, 1998) foram realizados para a caracterização da válvula utilizada para a elaboração deste trabalho e posteriormente um modelo para estimar a corrente no solenóide da mesma foi elaborado com base nos resultados destes experimentos e nas noções sobre diagnóstico e válvulas apresentadas.

Na seqüência o modelo foi avaliado em paralelo com a válvula que serviu de base para sua elaboração, sendo que a válvula foi utilizada em três condições: saudável, contaminada e desgastada. Tal artifício foi utilizado para validar o modelo e avaliar sua sensibilidade às falhas que se pretende detectar e diagnosticar.

Sugestões para a utilização deste modelo e de outras informações extraídas da válvula e do circuito hidráulico onde a mesma está instalada para detectar e diagnosticar falhas são então apresentadas com base nas observações feitas durante os ensaios de validação.

Palavras chave: válvula servoproporcional hidráulica, diagnóstico de falhas, detecção de falhas.

ABSTRACT

This work regards the fault detection and diagnosis in electrically modulated flow control valves. The detection and diagnosis is done through the evaluation of the valve's internal forces. These forces are estimated by a behavioral model of a healthy valve, and then compared to the force that is actually applied on the valve by the solenoid through the comparison between the current imposed to the solenoid by the controller and estimated maximum and minimum currents that should be applied to a healthy valve under certain operation conditions.

In order to so, notions about automated diagnosis and about electrically modulated control valves are presented. Spool servoproportional valves are presented in detail. Also, the most common faults and its causes are reviewed.

Experiments on a test bench in accordance with ISO 10770-1 (ISO, 1998) were made to characterize the valve used in this work, and based on the results of these experiments and on the notions presented, a model of the current on the valve's solenoid was developed.

This model was evaluated against the valve used on the experiments under three conditions: healthy, contaminated and wear degraded. The objective is to validate the model and evaluate its usefulness to detect and diagnose the faults inflicted on the valve.

Recommendations on how the information provided by the model should be used, along with other variables measured on the valve and on the hydraulic circuit, to detect and diagnose faults are then presented, based on the findings made on the validation experiments.

Keywords: servoproportional hydraulic valve, fault detection, fault diagnosis.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1 Sistemas hidráulicos

Os sistemas hidráulicos são amplamente utilizados em várias aplicações industriais devido a sua capacidade de converter energia mecânica em energia de fluido que pode ser regulada para a obtenção de velocidade, força e controle de direção com a ajuda de alguns componentes relativamente simples. Em indústrias como construção civil, aeronáutica, mineração, etc., sistemas hidráulicos atendem aos requisitos de força elevada com uma relação potência/peso consideravelmente maior do que a de outros sistemas de transmissão de potência. Nenhum outro tipo de sistema de transmissão de potência fornece a faixa de controle sobre velocidade, força e direção que pode ser obtida com sistemas hidráulicos. Contudo, falhas não diagnosticadas em tais sistemas podem resultar em degradação gradual do desempenho do sistema e, se não forem solucionadas, podem gerar movimentos inesperados, danificar equipamentos e por em risco a vida humana (BHOJKAR, 2004).

Dentro deste contexto, um importante componente é a válvula de controle contínuo direcional. Trata-se de uma válvula hidráulica eletricamente modulada capaz de controlar com exatidão a vazão e a direção do fluido hidráulico para um atuador, controlando, portanto, seus movimentos. Sendo assim, qualquer deterioração no seu desempenho pode afetar diretamente o comportamento do sistema como um todo (BHOJKAR, 2004).

1.2 Diagnóstico

A habilidade de antecipar uma falha em um sistema pela monitoração de certos parâmetros e/ou variáveis de estado é desejável para evitar tais situações de deterioração de desempenho. Sistemas de diagnóstico capazes de tal tarefa têm sido extensivamente utilizados para monitorar componentes em aplicações de elevado risco, como em usinas nucleares e na indústria aeronáutica, para que componentes possam ser substituídos antes que uma falha catastrófica ocorra. Em aplicações industriais como processos químicos, manufatura, etc., a monitoração da condição de equipamentos traz uma terceira dimensão para os dois métodos de manutenção mais comuns (corretiva e preventiva) através da predição da necessidade de manutenção ou substituição de componentes – a manutenção preditiva. A antecipação das falhas de equipamentos reduz os custos associados ao tempo inoperante, aumentando a vida útil do equipamento e aumentando a segurança de seus operadores (BHOJKAR, 2004).

Esta necessidade torna-se mais aguda conforme os sistemas aumentam em complexidade, e é exacerbada pelo reduzido tempo para a chegada dos produtos ao mercado e

pelos menores ciclos de vida dos mesmos, que levam a um pequeno desenvolvimento do conhecimento sobre o seu diagnóstico. Este contexto estimula o estudo do problema, mas apesar de todas as pesquisas em andamento na área, muito ainda deve ser feito principalmente no desenvolvimento de ferramentas que possam gerar economia em aplicações reais, pois sem o retorno do investimento, não haverá implementação (FENTON, MCGINNITY & MAGUIRE, 2002). Em adição, na área industrial os desenvolvimentos são realizados de forma interna, com pouca participação da pesquisa acadêmica, ou seja, há uma importante lacuna entre a academia e a prática industrial neste campo de aplicação (VENKATASUBRAMANIAN et al. 2003).

No caso das válvulas controle contínuo hidráulicas, muito tempo é perdido na indústria tentando estabilizar processos realizando alterações nas malhas de controle quando o real problema pode estar em uma válvula de controle mal dimensionada ou com algum tipo de falha. Mesmo que a estabilidade seja alcançada, este tipo de condição faz com que a válvula tenha que se mover mais do que o necessário, reduzindo sua vida útil. Quando o equipamento falha, sistemas de diagnóstico são úteis para informar ao operador onde se deve concentrar os esforços de manutenção sem que seja necessário testar cada válvula do sistema (KENNEDY, 2007).

1.3 Objetivos e metodologia

Tem-se por objetivo efetuar um estudo teórico e experimental a fim de entender os fenômenos comportamentais envolvidos na operação de uma válvula de controle contínuo direcional e o efeito de situações indesejáveis, como desgaste e ensujamento, nestes fenômenos.

Com base neste estudo, objetiva-se ainda identificar quais variáveis podem ser facilmente medidas para avaliar o desempenho da válvula e detectar defeitos.

Por fim, pretende-se determinar como estas variáveis podem ser utilizadas para a detecção de falhas e a realização do diagnóstico em válvulas.

Para alcançar estes objetivos, inicialmente o trabalho consiste em uma pesquisa documental a respeito dos fenômenos inerentes ao funcionamento das válvulas de controle contínuo direcionais, das principais falhas ocorridas nas mesmas, suas causas e seus efeitos, e a respeito de técnicas de detecção e diagnóstico de falhas em equipamentos.

Em seguida é definida a metodologia a ser utilizada para a realização da detecção de falhas na válvula. Um modelo de funcionamento correto é obtido a partir de curvas de referência obtidas experimentalmente na bancada de ensaios, onde é possível inserir os parâmetros da válvula e as variáveis que delimitam sua condição operacional, como posição do carretel, temperatura, e queda de pressão na válvula. Com este modelo é possível obter a resposta esperada de uma variável de interesse da válvula se esta estiver funcionando corretamente.

Para a realização da validação do modelo a válvula foi contaminada e avariada. A maneira como estas intervenções foram feitas foi cuidadosamente estudada dados os riscos de danos a outros equipamentos da bancada e a dificuldade de se controlar a contaminação da válvula.

Ao fim destes ensaios foi concluída a redação da dissertação

1.4 Justificativas e contribuições

Os estudos e resultados a serem obtidos com este trabalho poderão contribuir:

- Como fonte de referência para trabalhos futuros na área de desenvolvimento de componentes e sistemas hidráulicos.
- Como base de conhecimento sobre os parâmetros de projeto de válvulas, seu comportamento e seus modos de falha.
- Criando um modelo prático com o uso de variáveis de fácil aquisição para a avaliação do estado da válvula.
- Criando subsídios para o desenvolvimento de válvulas capazes de indicar quando necessitam de intervenção de manutenção, reduzindo custos e a probabilidade da inserção de falhas por ações de manutenção desnecessárias.

1.5 Estrutura do trabalho

O segundo capítulo desta dissertação apresenta os aspectos gerais relativos a sistemas de detecção e diagnóstico de falhas e válvulas de controle contínuo hidráulicas necessários para a elaboração e compreensão deste trabalho.

O terceiro capítulo apresenta os experimentos realizados a fim de se delimitar quais são as variáveis importantes para a detecção das falhas mais comuns de maneira a elaborar o modelo de funcionamento correto e validar o mesmo. O modelo resultante também é apresentado ao final deste capítulo.

O quarto capítulo apresenta os ensaios de validação, que comparam a resposta do modelo à variável equivalente na válvula em três diferentes condições: válvula saudável, válvula contaminada e válvula desgastada.

O quinto capítulo apresenta a discussão dos ensaios do capítulo anterior, sugere as regras necessárias para que se possa usar o modelo e a leitura das variáveis disponíveis para a realização da detecção de falhas e do diagnóstico da válvula e conclui o trabalho, com a avaliação do resultado frente aos objetivos traçados e as sugestões para trabalhos futuros.

CAPÍTULO 2

DIAGNÓSTICO DE FALHAS E VÁLVULAS DE CONTROLE CONTÍNUO DIRECIONAL

2.1 Sistemas de diagnóstico de falhas

Historicamente mais desenvolvida para a área de engenharia de processos, a detecção e o diagnóstico de falhas em um processo é uma atividade vital que ainda vem sendo realizada, em grande parte, por pessoas. Esta atividade envolve a detecção de um evento anormal, o diagnóstico das causas e a tomada de decisões e ações para trazer o processo à operação normal e segura (VENKATASUBRAMANIAN et al. 2003). Pela sua utilidade, a detecção de falhas é uma função importante em todos os estágios do ciclo de vida do produto, especialmente durante sua manufatura (para evitar que um produto não conforme seja entregue ao cliente) e manutenção em campo, auxiliando os técnicos a evitar falhas e diminuir o tempo e os custos de manutenção (FENTON, MCGINNITY e MAGUIRE, 2002).

Tal processo isola a(s) fonte(s) de um mau-funcionamento do sistema através da coleta e análise de informações sobre o estado do sistema usando medições, testes e outras fontes de informação (como por exemplo, os sintomas observados) (FENTON, MCGINNITY e MAGUIRE, 2002). Souza (2004) define um sistema capaz de implementar o processo de diagnóstico como um conjunto de elementos que primeiramente selecionam e adquirem informações de uma fonte específica (sensores), depois tratam e refinam tais informações (extração de características) e em seguida, tomam a decisão baseada nas informações refinadas (reconhecimento de padrões).

As principais características de um sistema de diagnóstico, segundo VENKATASUBRAMANIAN et al. (2003), são:

- Rápida detecção e diagnóstico;
- Isolabilidade (identificar o componente que está falhando);
- Robustez;
- Estimativa de erros de classificação (indica quando o sistema pode errar);
- Identificação de novas falhas;
- Adaptabilidade;
- Facilidade na explanação das falhas;
- Requisitos de modelagem;
- Requisitos de armazenagem de dados e computação;
- Identificação de múltiplas falhas.

Os autores reconhecem que é difícil um sistema de diagnóstico ser excelente em todas as características, dada a não-linearidade das falhas e a natureza da interação entre elas.

Torna-se interessante, então, dividir o sistema de diagnóstico em suas funções básicas: detecção, isolamento e resposta à falha. O número de funções que um sistema de diagnóstico é capaz de executar depende da complexidade do processo, do tempo disponível para a execução das funções, dos recursos disponíveis para a execução das mesmas e da complexidade do próprio sistema de diagnóstico. Estes sistemas, também conhecidos pela sigla FDIR (*Fault Detection, Isolation and Recovery*), são capazes de detectar uma falha, isolar o componente onde esta ocorreu e executar ações para evitar sua propagação e restaurar a função do sistema, como o ajuste de controladores ou o acionamento de equipamentos redundantes (SALKHAM, 2005).

No caso particular dos sistemas de diagnóstico embarcados em sistemas com outras funções, o diagnóstico deve ser realizado enquanto o sistema está executando funções críticas (como controle) e, portanto, é desejável mantê-los o mais simples possível. Uma tentativa de detectar todas as falhas possíveis aumentaria a complexidade total do sistema e diminuiria seu tempo de resposta. Por este motivo os sistemas de diagnóstico embarcados são projetados para detectar as rapidamente apenas as falhas mais prováveis para não comprometer a segurança do sistema. No entanto, a segurança não será comprometida se testes funcionais mais completos forem executados periodicamente (BOWERS, et al., 1989).

Sick (apud Souza, 2004) afirma que um sistema de diagnóstico consiste na maioria das vezes de uma seqüência de subsistemas para a condução de dados, desde a detecção dos sinais até o diagnóstico do estado do sistema: aquisição (sensoriamento); pré-processamento (condicionamento de sinais); representação (tratamento de sinais); avaliação e resposta (reação ou tomada de decisão).

2.1.1 Aquisição (sensoriamento)

Segundo Souza (2004), a aquisição dos sinais necessários ao diagnóstico pode ser independente do tempo de execução (durante os intervalos do processo) ou dependente do tempo, ocorrendo em tempo real (simultaneamente ao processo). A medição dos parâmetros de interesse ao diagnóstico pode ser:

- Direta, realizada diretamente sobre os componentes do sistema através de equipamentos adequados, exigindo para tanto que o equipamento esteja parado e que haja acesso aos componentes que se deseja avaliar.
- Indireta, que acompanha e avalia uma grandeza física – mensurável em tempo real – que pode ser correlacionada com o estado do equipamento.

Ambos os sistemas de medição requerem certo grau de habilidade para os devidos ajustes e interpretações das informações obtidas. Os sistemas de medição indireta podem

ser compostos por um ou vários sensores (sistemas mono ou multissensórios), e sua aplicação requer técnicas apropriadas que relacionem o parâmetro de interesse à variável detectada (sinais sensórios) (ORABY & HAYHURST apud SOUZA, 2004). No entanto, os sinais mensurados indiretamente podem ser afetados pelas variações nas condições do processo. Nestes casos exige-se que estas condições variáveis também sejam consideradas num sistema de diagnóstico on-line. Tais condições podem ser informadas ao sistema pelo usuário ou medidas através de outros sensores.

2.1.2 Pré-processamento (condicionamento de sinais)

Uma parcela significativa da dificuldade de se aplicar o conhecimento científico às tecnologias de sensoriamento em chão de fábrica está no alto nível de ruído de diversas naturezas do ambiente industrial. Os sensores utilizados precisam ser robustos e ter boa resposta para enfrentar as condições severas dos processos envolvidos. Dessa forma, os sinais elétricos gerados pelos transdutores a partir das grandezas medidas pelos sensores precisam ser devidamente configurados (condicionamento) para evitar problemas de saturação e distorção, visando gerar as características altamente sensíveis às condições do sistema (TAYLOR, apud SOUZA, 2004). Este condicionamento (também chamado de pré-processamento) pode ser feito em duas etapas: etapa analógica e etapa digital.

A etapa analógica atua na preparação de sinais analógicos antes da sua digitalização (amostragem) por um conversor analógico-digital (ADC – *Analog to Digital Converter*) ou de seu uso em um circuito analógico. Já a etapa digital é realizada em sinais analógicos já discretizados ou digitais por natureza.

A aplicação do pré-processamento digital tem aumentado muito, principalmente com a evolução da informática (hardware e software). Exemplos desta prática são a utilização de filtros digitais (e.g. filtros passa alta - FPA ou filtros passa banda / faixa - FPF atuando sobre as perturbações do hardware nos sinais sensórios) e a linearização da curva característica do sensor via modelagem matemática.

2.1.3 Representação

Após o condicionamento dos sinais, um tratamento refinado é realizado para extrair as informações desejadas com a máxima confiabilidade. Dependendo dos sinais, diferentes técnicas podem ser utilizadas. Dentre as formas de representar as informações estão os índices de monitoramento, que são avaliados para a detecção das falhas (SOUZA, 2004).

Os índices de monitoramento escolhidos devem representar de forma compacta as características que são sensíveis às condições do equipamento. Para Sick (apud SOUZA, 2004), o número de características deve ser grande o suficiente para representar qualquer aspecto relevante à classificação ou estimativas de desgaste e à detecção de avarias e pequeno o suficiente para evitar que se torne difícil a elaboração e a operação do sistema.

Portanto, a escolha das características é um dos fatores mais significativos no desempenho do sistema de diagnóstico completo (SILVA, apud SOUZA, 2004). Na prática, é muito difícil decidir sobre o número de informações atuantes num diagnóstico. A experiência humana é muito importante na seleção das informações extraídas dos sinais. Para uma maior eficácia do sistema, o ideal seria trabalhar somente com variáveis independentes de entrada, ou seja, a situação em que cada informação refletiria sua propriedade física por si só, sem poder ser substituída por outra (RAHMAN, ZHOU e HONG, apud SOUZA, 2004). Além disso, as características extraídas devem ser o mais independente possível das condições de operação do processo.

2.1.4 Avaliação e resposta

Após o processamento dos sinais, o estágio posterior utiliza-se das características geradas para refinar a tomada de decisão quanto ao estado do equipamento. Ao longo das últimas três décadas, a automação desta etapa usando Inteligência Artificial (IA) tem sido um grande tópico de pesquisa. Houve muito progresso, mas a aceitação na indústria, particularmente em áreas sensíveis a custos, não tem sido alta tanto no Brasil como no exterior dado o desconhecimento do que vem sendo feito na área (FENTON, MCGINNITY e MAGUIRE, 2002, SILVA e LUNA, 2004).

Venkatasubramanian et al. (2003) e Riascos (2002) classificam os algoritmos utilizados para obtenção de diagnósticos em:

- Quantitativos baseados em modelos;
- Qualitativos baseados em modelos;
- Baseados na história do processo (conhecimento).

Os algoritmos baseados em modelos são desenvolvidos baseados em alguma compreensão fundamental do processo físico, como relações matemáticas funcionais entre as entradas e as saídas do sistema ou descrições comportamentais do sistema. As saídas destes modelos (comportamento esperado) são comparadas às saídas do sistema (comportamento real) para identificar falhas. Os autores demonstram que os algoritmos de diagnóstico quantitativos baseados em modelos exigem o uso de mais de um sensor ou de observadores, pois se apenas um é empregado no sistema de diagnóstico, então nada poderá ser detectado, incluindo a falha do próprio sensor. Outras dificuldades desta abordagem estão relacionadas ao ruído de medição e processo que podem causar incertezas aos modelos.

Já as abordagens baseadas na história do processo (conhecimento) pressupõem a disponibilidade somente de uma grande quantidade de dados históricos, dados estes que podem ser quantitativos (estatísticos ou não estatísticos) ou qualitativos. A maioria dos sistemas de diagnósticos da indústria de processos utiliza métodos baseados no conhecimento devido ao fato de esta abordagem ser de mais fácil implementação se comparados aos mo-

delos dinâmicos, que podem ser bastante complexos. Para aplicações industriais, métodos baseados no conhecimento e na abordagem estatística são os mais utilizados.

Riascos (2002) adiciona ainda o diagnóstico baseado em sinal, tal como a análise espectral, que não incorpora qualquer modelo.

Dadas as vantagens para os objetivos deste trabalho, que também incluem o acúmulo de conhecimento sobre válvulas, a abordagem baseada em modelos será utilizada.

Fenton, MCGINNITY e MAGUIRE (2002) fazem uma análise mais detalhada das vantagens, desvantagens e aplicações das principais abordagens atualmente pesquisadas:

2.1.4.1 Diagnóstico baseado em modelos

Um modelo é uma representação aproximada do sistema real sendo diagnosticado. O diagnóstico baseado em modelos envolve a utilização do modelo para prever falhas usando observações e informações reais do dispositivo ou sistema. Vários tipos de abordagens foram usados incluindo modelos de falhas, modelos estruturais, modelos comportamentais e modelos de diagnóstico por inferência (FENTON, MCGINNITY & MAGUIRE, 2002).

Modelos de falhas antecipam os tipos de falhas que podem acontecer e modelam apenas estas falhas. Cada um dos tipos de falhas selecionados é inserido em cada um dos componentes e então, usando simulação, o comportamento do sistema como um todo é monitorado. Cada simulação produz uma descrição de como o sistema como um todo opera quando um determinado componente apresenta um defeito de um determinado tipo. Isto fornece uma lista de pares de falhas/sintomas como uma base para um dicionário de falhas, que indica o componente em falha quando um determinado sintoma geral ocorre. Modelos de falhas podem diagnosticar falhas precisamente, contudo são incapazes de lidar com falhas não previstas ou não simuladas.

Modelos causais são compostos por um gráfico direcionado onde os nós representam as variáveis do sistema modelado e as ligações representam as relações ou associações entre as variáveis. Por exemplo, em um modelo de diagnóstico, as variáveis frequentemente representam ambos os sintomas e as falhas, enquanto que as ligações representam as associações sintoma-falha. A força de cada ligação é frequentemente definida usando um peso numérico ou uma probabilidade. Portanto, as hipóteses de falha que são formadas são ordenadas ou eliminadas usando técnicas bayesianas. Conhecimento de especialistas na área é necessário para a construção de um modelo causal e, portanto o “gargalo da aquisição de conhecimento” é uma das principais desvantagens. Uma das principais vantagens é a habilidade de representar conhecimentos complexamente estruturados sobre conceitos físicos ou abstratos mais facilmente do que regras, levando assim a uma maior eficiência computacional. Em adição, modelos causais são baseados na teoria matemática da probabilidade.

Modelos baseados na estrutura e no comportamento usam uma representação dual tanto da estrutura como do comportamento. A representação estrutural lista todos os componentes e suas interconexões dentro do sistema modelado. Já a representação do comportamento descreve o padrão de comportamento correto para cada componente. A saída deste tipo de modelo serve de referência para comparação com a saída do sistema, sendo que diferenças entre as mesmas são considerados falhas. Diferentemente dos modelos de falha, este tipo de modelo representa um dispositivo que funciona adequadamente e, portanto, teoricamente pode diagnosticar qualquer tipo de falha, e não apenas as modeladas.

O método mais simples usado utiliza o nível mínimo estático de detecção, ou limite estático. O método trabalha da seguinte forma: se o limiar estabelecido é ultrapassado pelo sinal por causa de alguma alteração no processo, esta situação acusa a ocorrência de uma falha no equipamento. Este método pode ser efetivo na detecção de condições anormais grosseiras, mas pode ser adversamente afetado pelas variáveis dependentes do processo, e por isto deve ser utilizado preferencialmente quando as condições do processo forem constantes. Para que uma falha seja adequadamente detectada, evitando alarmes falsos ou não detecções, o modelo deve incluir as variações que o comportamento do equipamento pode sofrer dentro dos limites da normalidade com a variação das condições de operação. Para acomodar tais variações podem-se utilizar limites (estáticos e dinâmicos) definidos a partir da referência gerada pelo modelo (BYRNE et al. e KLUFT, apud SOUZA, 2004).

Neste caso, os limites superior e inferior são estabelecidos a partir das parcelas estáticas e dinâmicas dos sinais de interesse medidos. Assim, se a solicitação estática ou a dinâmica do equipamento aumentam, os limites que acompanham o sinal se adaptam em relação ao sinal medido de forma automática, como mostra a Figura 1.

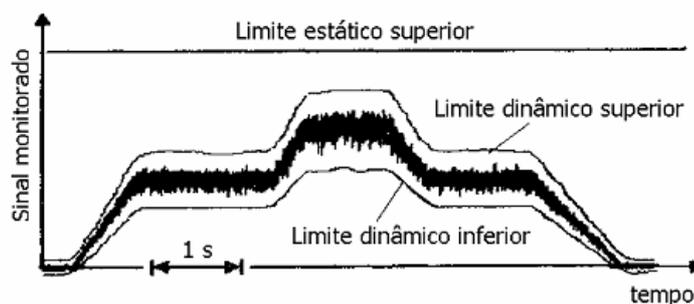


Figura 1 - Limites dinâmicos (BYRNE et al., 1995 apud SOUZA, 2004).

Tais estratégias funcionam bem com eventos discretos (avarias), dada a súbita mudança no comportamento dos sinais medidos, mas é complicado aplicá-las em alterações contínuas (desgastes) do equipamento, onde as mudanças são lentas e sutis.

Fenton, Mcginnity e Maguire (2002) sugerem que modelos estruturais e comportamentais parecem ser uma solução ideal para muitos problemas de diagnóstico. Contudo, os autores apontam também um número de limitações significativas:

- É computacionalmente intensiva para problemas complexos.
- A representação do comportamento de sistemas complexos ainda é um assunto de pesquisa.
- Modelos completos e consistentes são difíceis de desenvolver.
- Informação sobre as formas como o sistema pode falhar frequentemente não estão disponíveis; isto pode levar ao isolamento de falhas sem sentido.
- A menos que a geração por CAD seja possível, modelos podem exigir um elevado tempo de desenvolvimento e manutenção.

Modelos de diagnóstico por inferência realizam diagnósticos representando o problema a ser resolvido através do fluxo da informação de diagnóstico. O modelo consiste em dois elementos básicos: testes e conclusões. Os testes consistem em qualquer fonte de informações de diagnóstico, incluindo sintomas observáveis, histórico logístico e resultados de testes de diagnóstico. As conclusões usualmente apontam falhas ou componentes a serem substituídos. A relação de dependência entre os testes e as conclusões é representada com o uso de um gráfico direcionado.

Os modelos de diagnóstico por inferência são mais efetivos se idealizados e implementados na fase de projeto do ciclo de vida do produto. Infelizmente, para muitos sistemas, o projeto para o diagnóstico ainda não é uma consideração importante, sendo que o suprimento inadequado de informações de diagnóstico estruturadas faz com que diagnósticos precisos sejam difíceis de obter com esta abordagem. Contudo, se um modelo adequado puder ser construído usando as informações de diagnóstico disponíveis, o diagnóstico pode ser tanto preciso como computacionalmente eficiente (FENTON, MCGINNITY & MAGUIRE, 2002).

2.1.4.2 Abordagens híbridas

Soluções híbridas combinam técnicas para melhorar as soluções de diagnóstico através do uso das vantagens individuais de cada técnica. Alguns exemplos incluem:

- A combinação de **raciocínio baseado em modelos e raciocínio baseado em casos** (*Case Based Reasoning – CBR*) onde o modelo é usado para realizar o diagnóstico inicial, e os casos são utilizados para melhorar a inexatidão de diagnósticos produzidos por um modelo incompleto.
- A combinação de **raciocínio baseado em modelos e lógica nebulosa**, onde a lógica nebulosa é usada para lidar com medições inexatas e resolver conflitos de diagnóstico.

- A combinação de **raciocínio baseado em modelos e algoritmos genéticos**, onde os algoritmos genéticos são usados para aperfeiçoar a melhor sequência de medições.

Soluções híbridas formam uma área de contínua investigação, particularmente no uso combinado de modelos e casos ou regras. Modelos podem sofrer com o compromisso entre complexidade e completude. Se o modelo for complexo demais, o diagnóstico pode ser intratável. Se for incompleto, o diagnóstico pode ser rápido, mas impreciso. Por outro lado, o CBR (*Case Based Reasoning*) só se torna preciso depois de um considerável tempo de desenvolvimento. Portanto, casos podem ser usados para complementar e melhorar o diagnóstico de um modelo incompleto, e um modelo pode ser usado para iniciar e verificar casos. Contudo, elaborar um modelo simples complementado por casos que forneça um diagnóstico rápido e preciso a partir do desenvolvimento inicial do produto, onde ainda não há muitos casos disponíveis para formar uma base de casos ainda é um desafio (FENTON, MCGINNITY & MAGUIRE, 2002).

2.2 Válvulas de controle contínuo eletricamente moduladas

De Negri (2001) divide um circuito hidráulico em duas partes básicas – o circuito de atuação e o circuito da unidade de potência. O circuito de atuação engloba as partes que promovem a atuação sobre a carga, que comumente inclui válvula direcional e cilindro e/ou motor, enquanto que o circuito da unidade de potência é o responsável pelo suprimento de energia hidráulica para os circuitos de atuação, e constitui-se basicamente de reservatório, bomba, válvula de alívio e filtro. Os equipamentos que compõem cada circuito podem variar para ajustá-los às suas diversas aplicações, incluindo outros tipos de válvulas, sensores para a medição de variáveis, entre outros. A interação entre estes componentes é complexa, e todos estão interligados pelo fluido hidráulico. Por este motivo, se o fluido não estiver em boas condições, todos os componentes do sistema sofrerão, com diferentes sensibilidades, alterações físicas e/ou de desempenho. Da mesma forma, se um dos outros componentes do sistema não realizar sua função adequadamente, o desempenho de todo o sistema ficará comprometido.

Dentre os tipos de sistemas existentes, os de controle eletro-hidráulico utilizam sinais elétricos de baixa potência para controlar precisamente os movimentos de grandes atuadores hidráulicos. A interface entre o equipamento elétrico de controle e o equipamento hidráulico de potência são as válvulas hidráulicas eletricamente moduladas. Tais válvulas são usualmente utilizadas em sistemas que precisam responder com rapidez e exatidão, em aplicações móveis, industriais e militares (STRINGER, 1976).

Quando se trata de válvulas de controle contínuo direcionais (solenóide proporcional, servoproporcional¹ e servoválvulas), pode-se dizer que os orifícios dos elementos de válvulas – do tipo deslizante ou de assento – podem, teoricamente, assumir infinitas posições estáveis entre dois estados limites (fechado e aberto).

Essa possibilidade teórica é a base do controle contínuo hidráulico, uma vez que permite associar uma grandeza controlável de entrada, como o deslocamento e conseqüentemente a área de um orifício de controle, a uma grandeza hidráulica de saída, como vazão ou pressão.

Em comparação a válvulas com solenóides convencionais, principal diferença das válvulas de controle contínuo eletricamente moduladas reside no tipo do sinal de acionamento (entrada) e, conseqüentemente, no comportamento da variável controlada pela válvula.

Numa válvula direcional convencional, a proporcionalidade está implicitamente presente, mas, como o tipo de acionamento (mecânico ou eletromecânico por solenóide comum) só admite dois estados estáveis (ativado/desativado), pode-se definir apenas as vias de comunicação (paralelo, cruzado, fechado, aberto, tandem, etc) (LINSINGEN, 2003).

Válvulas de controle contínuo direcionais podem ser divididas em válvulas de dois ou mais estágios e válvulas diretamente operadas (apenas um estágio). Os modelos mais comuns de servoválvula são um exemplo de válvula em dois estágios, sendo o primeiro composto por uma válvula bocal-defletor (acionada pelo motor torque) e a segunda por um carretel (acionado pela vazão do primeiro estágio). As válvulas diretamente operadas ligam a armadura do motor (solenóide ou motor de força linear) diretamente ao carretel para movê-lo. Este trabalho concentra-se em válvulas diretamente operadas por solenóides (de um estágio). Este tipo de válvula pode ser dividido ainda em válvulas proporcionais e servoproporcionais.

As válvulas proporcionais movem seu carretel de maneira diretamente proporcional a um sinal de comando, mas elas não possuem qualquer meio automático de correção de erro de posicionamento (realimentação) internamente à válvula. Elas apenas usam um ou dois solenóides para mover o carretel em oposição a um conjunto de molas balanceadas. A repetibilidade do posicionamento do carretel é uma função da simetria das molas e da habilidade do projeto em minimizar efeitos não-lineares como histerese e atrito.

Já as servoproporcionais utilizam também um transdutor de posição cuja função é medir continuamente a posição do núcleo do solenóide (ou do carretel), permitindo o controle do deslocamento x_c por meio de realimentação elétrica. Com isto é possível eliminar o erro associado produzido por fatores variáveis, como perturbações causadas por forças re-

¹ O termo servoproporcional é utilizado para válvulas proporcionais com realimentação de posição do carretel, configurando um servomecanismo (PENTON MEDIA, 2008).

sistivas de escoamento, atrito, etc., aumentando a repetibilidade e a exatidão da válvula, necessárias para aplicações de controle de alto desempenho. Além disto, tais válvulas usualmente possuem camisa para melhorar suas características dimensionais. Com isto as válvulas servoproporcionais conseguem competir com as servoválvulas, apesar de alguns exemplares destas últimas ainda apresentarem uma resposta dinâmica superior à das válvulas servoproporcionais de mesmas características de vazão. Esta diferença se dá devido à grande massa da armadura do solenóide e à elevada constante de tempo associada ao solenóide, que é uma função da indutância e resistência de sua bobina (PENTON MEDIA, 2008).

2.2.1 Configurações de válvulas de controle contínuo direcionais

Dentre as várias configurações geométricas dos elementos de válvulas de controle contínuo, as de uso mais difundido são as de carretel deslizante, de placa deslizante ou rotativa, de obturador cônico, de obturador de disco e de bocal-palheta (LINSINGEN, 2003). Sendo que o estágio principal de válvulas de controle contínuo direcionais utiliza principalmente a configuração com carretel deslizante (Figura 2), esta configuração será descrita em mais detalhes. Detalhes sobre as outras configurações podem ser encontradas em Linsingen (2003), Stringer (1976) e Merrit (1967).

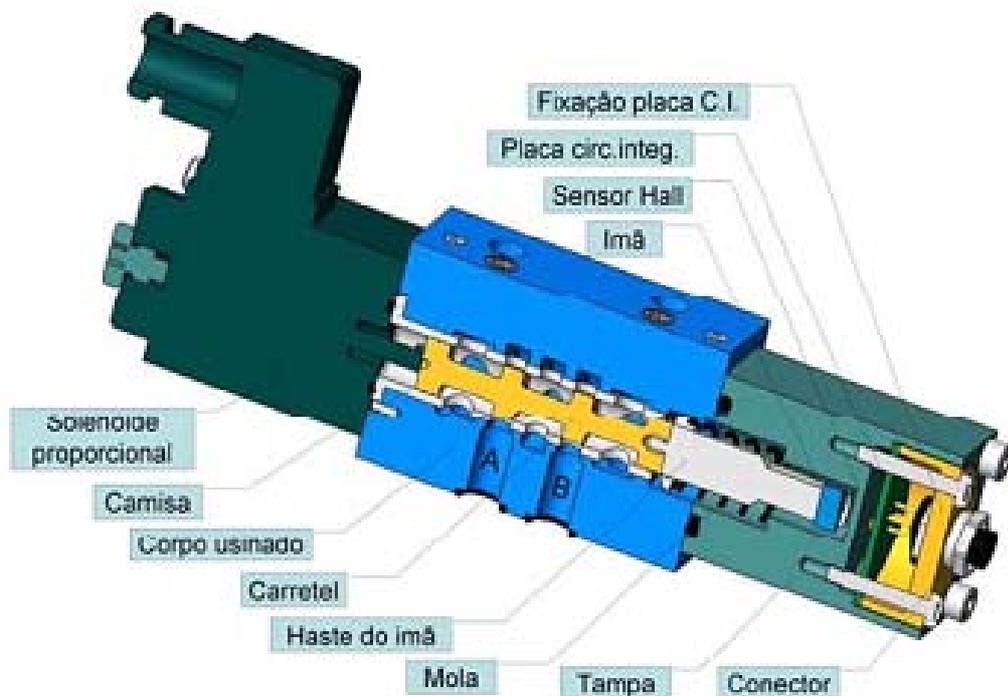


Figura 2 – Válvula servoproporcional da Hydrus.

Em válvulas de controle contínuo de carretel deslizante, o carretel possui usualmente diâmetro da ordem de 4 a 12 mm, e o seu deslocamento x_c fica na faixa de ± 1 a ± 4 mm, para vazões variando entre 5 a 100 dm³/min (lpm) e pressão máxima de operação da ordem de 35 MPa (350 bar).

Certas características de válvulas podem ser diretamente relacionadas como o tipo de centro da válvula. A mais importante destas características é, de acordo com Merrit (1967), o ganho de vazão, cuja forma pode ser vista na Figura 3, para três tipos de centros (fechado, crítico e aberto).

O ideal, segundo Linsingen (2003) seria o centro crítico, pois permitiria obter ganhos lineares de vazão, melhorando a controlabilidade de sistemas. Desse modo, os centros aberto e fechados constituiriam afastamentos daquela condição ideal, produzindo ganhos de vazão não-lineares próximos ao ponto central ($x_c = 0$).

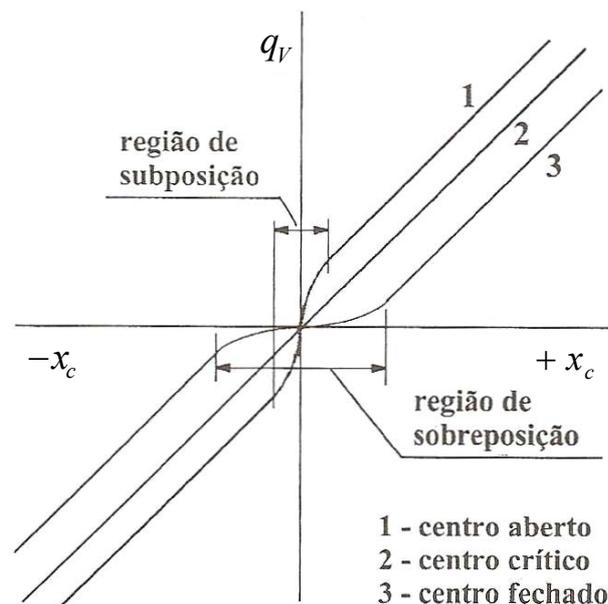


Figura 3 – Ganho de vazão para diferentes tipos de centro (LINSINGEN, 2003).

A válvula crítica de carretel deslizante é obviamente uma idealização. Para que uma válvula submetida a uma diferença de pressão não apresentasse vazamentos, a folga radial entre carretel e corpo da válvula deveria ser nula, o que é impraticável por duas razões: uma diz respeito ao atrito, e a outra, ao processo de fabricação. Por mais sofisticados que sejam os processos de fabricação, a usinagem deixa os cantos dos ressaltos e dos pórticos arredondados. Mesmo que os valores de arredondamento sejam reduzidos (raio, r , em torno de 3 μ m), a folga daí resultante já é suficiente para provocar vazamentos decorrentes de diferença de pressão. Ademais, como é necessário manter certa folga radial Cr (Figura 5), esta

contribui ainda mais para os vazamentos. Tal folga radial entre o carretel e a camisa pode ter valores entre 2,5 μm e 23 μm (e 2,8 μm e 8 μm para servoválvulas) segundo De Negri, Kinceler e Silveira (1998).

Apesar de pequenas, estas folgas distanciam o comportamento da válvula do comportamento crítico ideal. Para compensar as folgas e tentar reproduzir uma condição crítica, costuma-se aumentar o comprimento do ressalto do carretel, gerando uma pequena sobreposição l_{c1} (*overlap*), de valor dependente das dimensões do carretel e precisão dimensional, e, com ela, algum atraso na resposta ao sinal de entrada. Desse modo, a válvula tende a possuir o comportamento de um centro fechado (LINSINGEN, 2003).

2.2.2 Forças de movimento em uma válvula carretel

A força axial necessária para mover o carretel de uma válvula na sua camisa pode ser dividida, segundo Stringer (1976), em três componentes: (1) a força necessária para acelerar a massa do carretel e qualquer outra coisa que se mova com ele; (2) a força necessária para vencer o atrito e; (3) as forças agindo no carretel devido ao escoamento de fluido através da válvula, também chamadas de forças induzidas por escoamento, forças de Bernoulli ou forças de reação hidráulica (MERRIT, 1967). Outra força que pode ser considerada é a força devido a molas de centralização.

2.2.2.1 Massa móvel efetiva

A massa de metal que compõe o carretel deve ser acelerada e desacelerada toda vez que o carretel muda de posição juntamente com a massa de quaisquer peças sólidas que estejam ligadas a ele (partes móveis do solenóide, pinos e outros), assim como um terço da massa de cada mola atuando sobre o carretel (STRINGER, 1976). Contudo, a aceleração de um carretel usualmente envolve também a aceleração de alguma quantidade de fluido.

Considera-se uma válvula com pórticos de drenagem para drenar o fluido nas duas extremidades do carretel. Assumindo a massa do carretel e outras partes sólidas como m_c , a massa do fluido contido nas câmaras como m_{f1} e a massa de fluido em cada linha de dreno como m_{fd} . Em uma análise mais simples, a massa efetiva total a ser acelerada é:

$$(1) m_e = m_c + m_{f1} + 2 \cdot m_{fd}$$

Na qual a última porção pode ser a dominante. Tal dominância pode ser notada ainda mais se o óleo for drenado através de pequenos tubos (Figura 4) usinados por causa do significativo aumento da massa efetiva do óleo na linha de dreno. Mais detalhes sobre este efeito podem ser encontrados em Stringer (1976).

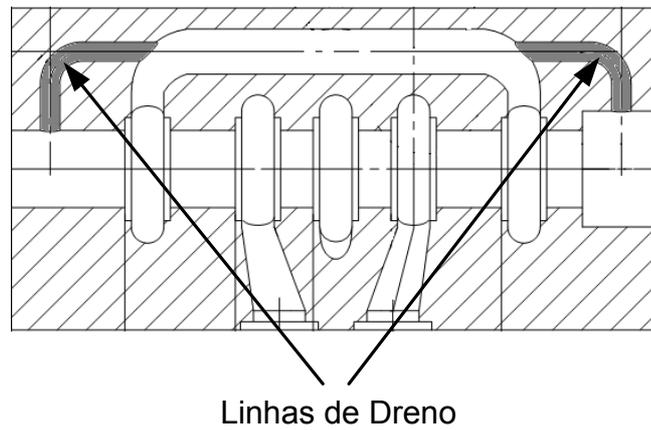


Figura 4 - Corte transversal do corpo da válvula Hydrus HDR01 – linhas de dreno

2.2.2.2 Força de atrito

Uma estimativa da força de atrito de um carretel deslizando axialmente em sua camisa pode ser feita usando o conceito básico de viscosidade (STRINGER, 1976). Assumindo que o fluido hidráulico preenche completamente o espaço anular de comprimento equivalente l_{c2} (comprimento da soma das áreas hachuradas na Figura 5) entre os ressaltos do carretel e a camisa e possui viscosidade absoluta constante μ , e que tanto o carretel como sua camisa estão axialmente alinhados e possuem seção verdadeiramente circular, podem-se considerar duas situações principais. A primeira é que o carretel está localizado exatamente no centro da camisa, com folga radial Cr constante ao longo de todo o perímetro. A segunda se configura com o carretel alinhado axialmente, mas excêntrico radialmente, ou seja, com seu eixo deslocado radialmente a uma distância ε da linha central do carretel. Tais dimensões podem ser observadas na Figura 5.

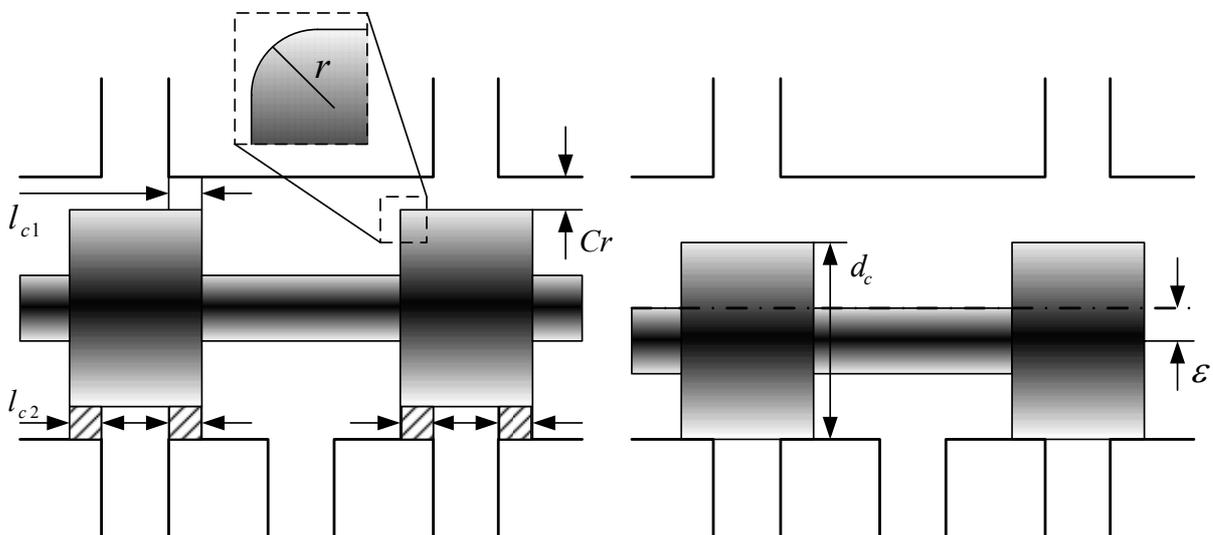


Figura 5 – Dimensões em uma válvula com carretel deslizante.

Em ambos os casos a área da superfície é de $\pi \cdot d_c \cdot l_{c2}$, sendo d_c o diâmetro de ressalto. No primeiro caso (Equação (2)), o gradiente de velocidade é considerado constante e igual a $dx_c / (dt \cdot Cr)$. No segundo caso (Equação (3)), os gradientes de velocidade variam em torno da periferia, mas são considerados constantes ao longo da linha central. Para tanto os resultados são:

$$(2) F_{at} = \frac{\mu \cdot \pi \cdot d_c \cdot l_{c2}}{Cr} \cdot \frac{dx_c}{dt}$$

$$(3) F_{at} = \frac{\mu \cdot \pi \cdot d_c \cdot l_{c2}}{Cr \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon}{Cr}\right)^2}} \cdot \frac{dx_c}{dt}$$

Na prática, no entanto, as forças de atrito em componentes hidráulicos apresentam-se como na Figura 6, onde deve-se considerar também a força de atrito estático (De Negri, 2001).

Os cálculos apresentados tendem a subestimar as forças de atrito a menos que precauções sejam tomadas para evitar que o carretel trave contra a parede da camisa. Tais precauções envolvem medidas para evitar o trancamento hidráulico, a correção dos eixos, circularidade e o acabamento das superfícies. Merrit (1967) menciona o trancamento hidráulico como um fenômeno causado pelas forças radiais ocasionadas pelo vazamento interno através dos ressaltos do carretel. Estas forças causam atrito excessivo causando desta forma o referido trancamento.

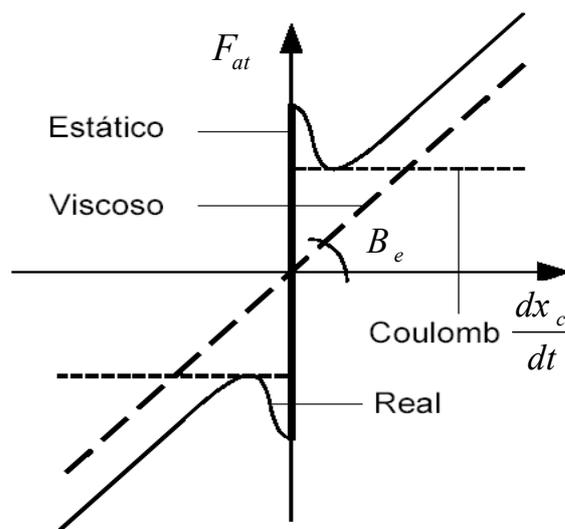


Figura 6 – Força de atrito em componentes hidráulicos (DE NEGRI, 2001).

Se o carretel e a camisa fossem perfeitamente cilíndricos isto não aconteceria, mas na prática é impossível conseguir tal acabamento. Sendo assim, essas forças são usualmente compensadas através da confecção de entalhes circunferenciais nos ressaltos do carretel (*grooves*). Estes entalhes permitem vazão em torno da circunferência do carretel das áreas de alta pressão para áreas de baixa pressão, equalizando tais pressões e centralizando o carretel (MERRIT, 1967 e LINSINGEN, 2003).

Merrit (1967) adiciona que um entalhe é capaz de reduzir as forças radiais a 40 % da existente em um carretel sem entalhe. Três entalhes baixariam este valor para 6 %, ao passo que sete baixariam para 2,7 %. Para tal resultado, tanto a largura quanto a profundidade dos entalhes devem ser de pelo menos dez vezes a folga radial C_r , e suas paredes devem ser perpendiculares à camisa para evitar o acúmulo excessivo de partículas de sujeira. Além de reduzirem as forças radiais, os entalhes também reduzem o vazamento interno através da centralização do carretel e servem como reservatório para partículas que poderiam causar atrito ou mesmo trancamento do carretel contra a camisa. Mais detalhes sobre estas forças radiais e sobre a aplicação destes entalhes podem ser encontrados em Merrit (1967).

2.2.2.3 Forças de escoamento

São as forças decorrentes da modificação da quantidade de movimento do fluido ao passar pelo orifício de controle da válvula. Linsingen (2003) reforça que o carretel poderá estar parado, estabelecendo uma abertura fixa para o orifício de controle, ou movimentando-se com velocidade constante ou variável. Da mesma forma, a diferença de pressão na válvula, determinada pelas condições de operação do sistema hidráulico poderá ser constante ou variável no tempo. Para facilitar esta análise, esta força será decomposta em força de escoamento de regime permanente e força de escoamento transiente.

Força de escoamento de regime permanente:

A modificação da quantidade de movimento do fluido ao passar pelo orifício de controle resulta numa força de escoamento de regime permanente igual a (LINSINGEN, 2003):

$$(4) F_{escRP} = \frac{\rho \cdot q_V^2}{cc \cdot A_0}$$

Agindo normalmente ao plano do fluido na *vena contracta*, como visto na Figura 7:

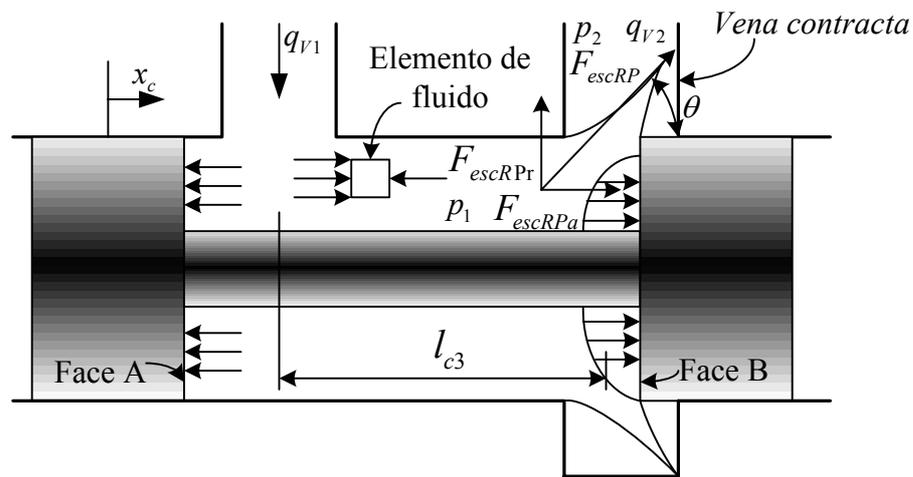


Figura 7 - Forças de escoamento em um carretel com fluido saindo do orifício de controle (MERRIT, 1967).

Onde:

q_{v2} = vazão volumétrica na *vena contracta* [m³/s]

A_0 = área do orifício [m²]

cc = coeficiente de contração que relaciona A_0 com a área na *vena contracta* [adimensional]

ρ = massa específica do fluido [kg/m³]

θ = ângulo do jato [graus]

l_{c3} = distância de amortecimento [m]

Algumas válvulas utilizam uma camisa com pórticos circulares, que lhes confere uma relação diferenciada entre A_0 e x_c . Como esta é a configuração da válvula utilizada neste trabalho (Figura 8), este tipo de pórtico será abordado com mais detalhe.



Figura 8 - Corpo e camisa de uma válvula servoproporcional com camisa e pórtico circular.

Merrit (1967) descreve a seguinte relação entre o deslocamento do carretel e a área do orifício para válvulas com pórticos circulares como:

$$(5) A_0 = \frac{d_p^2}{4} \cdot \left[\cos^{-1} \left(1 - \frac{2 \cdot x_c}{d_p} \right) - 2 \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot x_c}{d_p} \right) \cdot \sqrt{\frac{x_c}{d_p} - \left(\frac{x_c}{d_p} \right)^2} \right]$$

Onde d_p é o diâmetro do pórtico circular [m].

A força de escoamento de regime permanente F_{escRP} pode ser dividida em duas componentes:

$$(6) F_{escRPa} = F_{escRP} \cdot \cos \theta \text{ (componente axial)}$$

$$(7) F_{escRPt} = F_{escRP} \cdot \sin \theta \text{ (componente radial)}$$

A força de reação à componente radial da força de escoamento tende a empurrar o carretel lateralmente contra a camisa da válvula, trancando-o. Na prática, esta componente é compensada pela distribuição dos pórticos simetricamente em torno do carretel para a equalização da pressão de sustentação hidrostática (LINSINGEN, 2003 e MERRIT, 1967). A reação à componente axial, contudo, não é compensada e age de maneira a fechar a válvula. Desprezando a compressibilidade nas pequenas câmaras das válvulas, a equação da continuidade requer que $q_{v1} = q_{v2} = q_v$. Utilizando a equação da vazão em orifícios (MERRIT, 1967, STRINGER, 1976, e LINSINGEN, 2003), pode-se obter:

$$(8) q_v = cd \cdot A_0 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_1 - p_2)} = cc \cdot cv \cdot A_0 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_1 - p_2)}$$

Onde cd é o coeficiente de descarga, e cv é o coeficiente de velocidade.

Alternativamente, pode-se utilizar também a Equação (9) (FURST, 2001):

$$(9) q_v = Kv \cdot \sqrt{(p_1 - p_2)}$$

Onde Kv é o coeficiente de vazão da válvula e é equivalente a:

$$(10) Kv = cd \cdot A_0 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \text{ para } Kv \text{ obtido através da queda de pressão total na válvula, ou seja, onde } p_1 \text{ é a pressão de suprimento e } p_2 \text{ é igual a pressão de carga adicionada à pressão de retorno (FURST, 2001).}$$

Combinando as Equações (4), (6) e (8), tem-se:

Combinando as Equações (4), (6) e (8), tem-se:

$$(11) F_{escRPa} = 2 \cdot cd \cdot cv \cdot A_0 \cdot (p_1 - p_2) \cdot \cos \theta$$

Em que usualmente $c_c = 0,61$ e $c_v = 0,98$ (LINSINGEN, 2003 e MERRIT, 1967). O cd é a combinação destes coeficientes, e usualmente situa-se entre 0,6 a 0,8 (LINSINGEN, 2003).

Nota-se que esta força é proporcional à área do orifício (e por conseqüência ao deslocamento do carretel) ou ao coeficiente de vazão da válvula, e à queda de pressão, além de sempre agir no sentido de fechar a válvula independente do sentido do escoamento do fluido. Por este motivo, esta força pode ser comparada a uma mola de centralização na válvula, sendo chamada de “força de mola de Bernoulli”. Pela solução de Von Mises (MERRIT, 1967, STRINGER, 1976) obtêm-se um θ típico de $69\pi/180$ rad (69°) considerando-se a hipótese de não haver folga radial entre o carretel e a camisa da válvula. Nesta situação pode-se definir:

$$(12) F_{escRPa} = K_{esc} \cdot x_c$$

Onde K_{esc} é a rigidez da mola de Bernoulli para condições de operação constantes.

Utilizando as Equações (4), (6) e (9), tem-se:

$$(13) F_{escRPa} = \frac{K_v \cdot x_c \cdot \sqrt{2 \cdot \rho} \cdot (p_1 - p_2) \cdot \cos \theta}{x_{cn}}$$

Merrit (1967), no entanto, reforça que em pequenas aberturas do orifício o ângulo se aproxima de $21\pi/180$ rad (21°) por causa da folga radial Cr . Levando-se este fato em consideração tem-se:

$$(14) F_{escRPa} = \frac{K_v \cdot x_c \cdot \sqrt{2 \cdot \rho} \cdot (p_1 - p_2) \cdot \sqrt{x_c^2 + Cr^2} \cdot \cos \theta}{x_{cn}}$$

Onde o ângulo θ e seu cosseno podem ser obtidos na Figura 9:

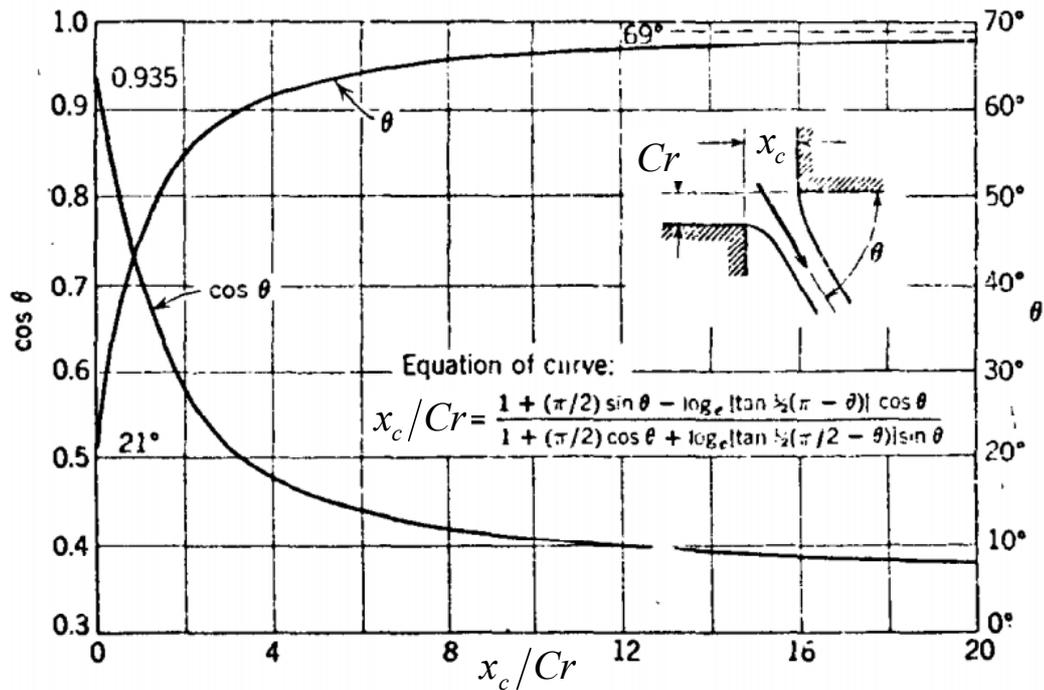


Figura 9 – Efeito da abertura radial no ângulo de jato (MERRIT, 1967).

Observa-se na figura que o efeito da folga radial pode causar grandes desvios em relação às Equações (11), (12) e (13) para pequenos deslocamentos do carretel, principalmente nos deslocamentos menores que 15 % (LINSINGEN, 2003), sendo que a inclinação da curva força F_{escRPa} versus x_c torna-se, experimentalmente, entre 1,6 e 2 vezes maior que K_{esc} perto da posição central. Em válvulas de centro aberto este fenômeno é ainda mais significativo (MERRIT, 1967).

Sendo que esta é uma das principais forças a serem vencidas para a movimentação do carretel, esta força pode impor limites ao uso de certos acionamentos, como por exemplo, os conversores eletromecânicos. Merrit (1967) menciona métodos de compensação desta força que podem ser utilizados no projeto da válvula. No entanto, tais compensações podem tornar a força de escoamento de regime permanente não-linear, e nos casos em que ocorre compensação em demasia, desestabilizar a válvula, tornando esta compensação indesejável em determinadas aplicações.

Tais considerações devem ser feitas para cada orifício de controle aberto durante a operação da válvula, e seus efeitos devem ser somados para se obter a força de escoamento de regime permanente total sobre o carretel.

Força de escoamento transiente

Quando a massa de fluido dentro do volume de controle da válvula é acelerada, uma força de reação é gerada nas faces dos ressalto do carretel. A magnitude desta força é

dada pela aplicação da equação da quantidade de movimento linear, que para este caso específico resulta em (LINSINGEN, 2003):

$$(15) F_{escRT} = \rho \cdot l_{c3} \cdot \frac{dq_{V1}}{dt}$$

O termo $\frac{dq_{V1}}{dt}$ pode ser obtido a partir da Equação (8) e assim a equação da força de escoamento transiente pode ser expressa na forma (LINSINGEN, 2003):

$$(16) F_{escRT} = l_{c3} \cdot cd \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (p_1 - p_2)} \cdot \frac{dA_0}{dt} + \frac{l_{c3} \cdot cd \cdot A_0}{\sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_1 - p_2)}} \cdot \frac{d(p_1 - p_2)}{dt}$$

Nota-se que a força de escoamento transiente é proporcional a velocidade do carretel e a variações de pressão. A dimensão l_{c3} é a distância axial entre as vazões que entram e saem da válvula e é chamada de “distância de amortecimento”, conforme descrito na Figura 7, e costuma ser igual a 1/3 do comprimento total do carretel (MERRIT, 1967).

O termo da variação da área do orifício (diretamente proporcional à velocidade do carretel) é mais significativo porque representa uma força de amortecimento (MERRIT, 1967, STRINGER, 1976 e LINSINGEN, 2003). Merrit (1967) afirma ainda que há poucas evidências que indicam que o termo da variação de pressão contribui substancialmente para a dinâmica da válvula, e portanto ele é usualmente desprezado.

O mesmo autor adiciona que uma válvula consiste de uma série de combinações paralelas de vários orifícios, e estabelecer o sinal das várias forças de escoamento transientes pode ser uma tarefa confusa. O método recomendado pelo autor consiste em analisar a força de reação nos ressaltos do carretel devido à aceleração do fluido nas câmaras anulares da válvula. A força de escoamento transiente será estabilizadora se a força de reação se opõe ao movimento do carretel, e desestabilizadora se age em sentido contrário.

2.2.3 Conversores eletromecânicos

Devido à facilidade de integração com sistemas de controle (por uso extensivo de sensores e sistemas de processamento eletrônicos), a maioria dos acionamentos de componentes de controle hidráulico atuais faz uso de conversores de sinal eletromecânicos. Dentre os tipos de conversores utilizados em válvulas de controle contínuo estão o motor de torque, o motor de força e o solenóide proporcional.

Os solenóides utilizados em válvulas direcionais podem ser convencionais (de corrente contínua ou alternada), ou proporcionais (de corrente contínua) como o exibido na Figura 10. Neste trabalho utilizam-se apenas solenóides proporcionais de corrente contínua. Apenas para o entendimento do funcionamento do solenóide proporcional, o solenóide con-

vencional de corrente contínua será brevemente abordado. Mais informações sobre os outros conversores podem ser encontradas em Glibisco (2002), Linsingen (2003), Merrit (1967), e Stringer (1976).

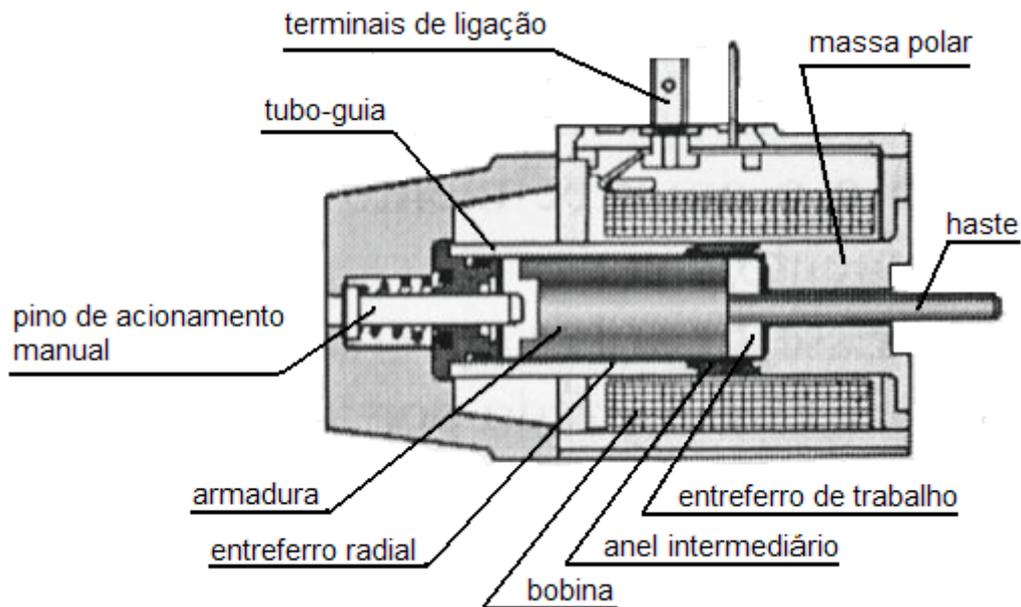


Figura 10 – Solenóide de corrente contínua (LINSINGEN, 2003)

Um solenóide de corrente contínua convencional (*on/off*), ao operar com dois estados (ou níveis de excitação) – sem e com corrente elétrica, provoca o deslocamento total do núcleo móvel (armadura) com força de atração magnética dependente da intensidade da corrente e da posição relativa da armadura.

Já o solenóide proporcional consiste em um solenóide de corrente contínua (Figura 10), no qual o tubo-guia é separado da massa polar por meio de um anel intermediário (cone de controle). Para estes conversores, o tubo-guia é composto de material ferromagnético e o cone de controle de material paramagnético ou diamagnético (não magnetizável), visando produzir uma orientação adequada das linhas de campo magnético, através da armadura, que permita manter a força relativamente constante em relação ao curso do núcleo para diferentes valores de corrente elétrica de excitação (entrada).

A diferença entre a força gerada por um solenóide convencional e um solenóide proporcional pode ser vista na Figura 11:

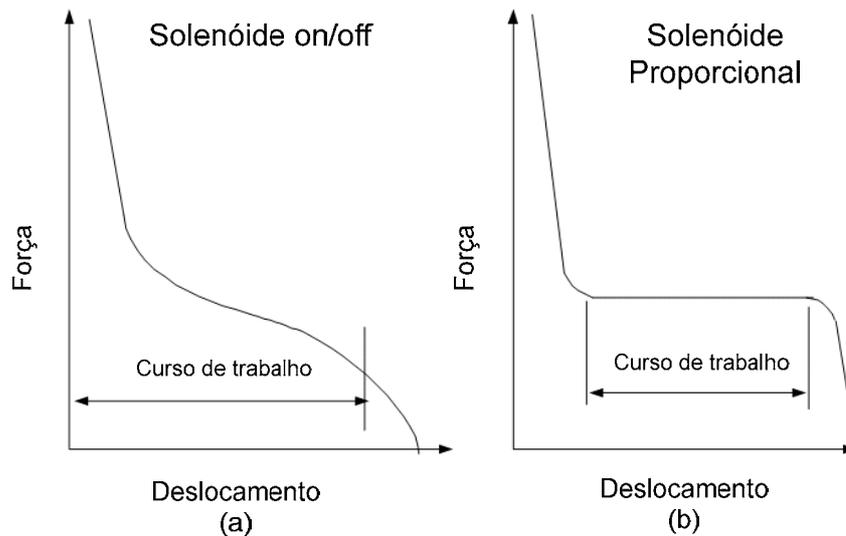


Figura 11 – Características força-deslocamento de solenóides (a) convencionais e (b) proporcionais (BHOJKAR, 2004).

Essa característica operacional possibilita tanto o ajuste contínuo de força por variação da corrente quanto a manutenção da força de acionamento com variação da posição do núcleo para cada valor de corrente.

A diferença básica entre um solenóide proporcional e um solenóide convencional é, portanto, a otimização das características de linearidade obtida por alterações construtivas.

Quando a corrente é alterada, a força sofre variação proporcional, mas se mantém relativamente constante para deslocamentos dentro da faixa de linearidade (LINSINGEN, 2003). Sendo assim, a corrente é o principal fator modulador da força empregada pelo solenóide. Esta força move o carretel até que um balanço entre a força do solenóide e a força de mola da válvula seja encontrado (BHOJKAR, 2004).

Os solenóides proporcionais permitem maiores potências de acionamento (em torno de 5 a 40 W) em relação aos outros conversores eletromecânicos mencionados (motor de força e motor torque), e conseqüentemente maiores forças, mas em detrimento da linearidade e da frequência natural do acionamento (em torno de 10 a 150 Hz).

Note-se que as potências de acionamento mencionadas no parágrafo anterior ajustam-se melhor a acionamentos de válvulas-piloto de válvulas de controle contínuo direcionais de dois ou mais estágios, de controle de pressão e alguns controles de bombas de deslocamento variável. São também empregados em válvulas de controle contínuo direcionais de um estágio (de operação direta) de pequena vazão.

Essas características operacionais dos conversores são importantes, mas sozinhas não determinam o comportamento dinâmico das válvulas. Ele depende, ademais, do conjunto dos elementos constituintes, suas características físicas e mecânicas (massa, atritos, pre-

cisão dimensional, compressibilidade do fluido, frequência natural, etc.), de modo que o comportamento dinâmico da válvula de controle contínuo direcional, por ser consequência da interação de seus elementos constituintes, deve ser mais limitado que o do conversor eletromecânico apenas (LINSINGEN, 2003).

Atenção, no entanto, deve ser dada a algumas características do solenóide que afetam seu desempenho:

Saturação magnética

O principal problema dos núcleos ferromagnéticos usados em solenóides é que, se mais do que certa quantidade de corrente for aplicada à bobina, o núcleo irá saturar. Ou seja, o núcleo chega ao seu limite de fluxo magnético B_{slmt} , e um aumento na corrente da bobina não produzirá um aumento correspondente no fluxo magnético do núcleo. O resultado é uma mudança na indutância, que cai com o aumento de corrente acima do valor crítico citado. Em casos extremos, os núcleos ferromagnéticos podem dissipar uma quantidade considerável de energia sob a forma de calor, e se o núcleo esquentar em demasia ele poderá fraturar. Isto alterará permanentemente a indutância da bobina, além de reduzir sua capacidade de corrente (GLIBISCO, 2002)

Remanência

Certos materiais ferromagnéticos permanecem mais magnetizados do que outros após serem submetidos a um campo magnético externo cessante de intensidade H_s que os leve à saturação (GLIBISCO, 2002). Isto ocorre porque o material possui regiões microscópicas magnetizadas (domínios magnetizados) que na ausência de um campo magnético estão aleatoriamente orientadas, de maneira que a magnetização do material é zero. No entanto, na presença de campos magnéticos externos, estes domínios se alinham e produzem um enorme campo magnético secundário na mesma direção do campo externo aplicado. Se o campo aplicado for forte o suficiente, os domínios sofrem rotação e o material deixa a região linear inicial (representada como a linha pontilhada na Figura 12) e entra na região não-linear multivalorada (representada como a linha cheia na Figura 12) onde o efeito de histerese é significativo (CHEN, 2004).

Remanência ou retentividade é a medida do quanto a substância irá “memorizar” o magnetismo, e se tornar um ímã permanente. A remanência é expressa em porcentagem. Se a densidade do fluxo magnético no material é B_s quando a corrente passa pela bobina e cai para B_{srem} quando a corrente é removida, podemos expressar a remanência como $100 \cdot (B_{srem} / B_s)$ (GLIBISCO, 2002). O campo externo negativo de intensidade H_{sc} necessário para reduzir o fluxo magnético no material para zero é chamado de coercitividade (CHEN, 2004).

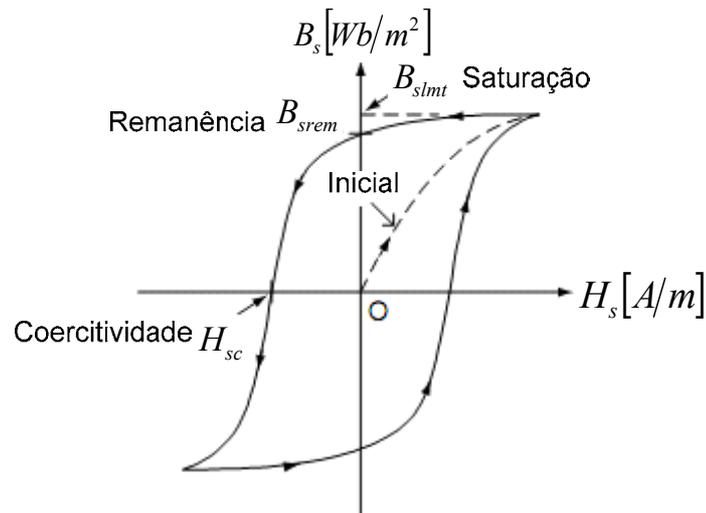


Figura 12 - Curvas de magnetização para um material ferromagnético típico (CHEN, 2004).

Substâncias com boas propriedades magnéticas e pouca remanência são boas para a construção de solenóides (GLIBISCO, 2002). Isto porque a remanência em solenóides causa não-linearidades como histerese e erros de repetibilidade. Sendo assim, a histerese e a repetibilidade de válvulas de controle contínuo podem ser mantidas pequenas com o uso da realimentação de posição do carretel (MANNESMANN REXROTH, 1989)

Força

Segundo Stringer (1976), descartando as não-linearidades, a força aplicada pelo solenóide pode ser descrita como:

$$(17) F_s = K_{Fi} \cdot i_s$$

Onde $i_s [A]$ é a corrente no solenóide e a constante $K_{Fi} [N / A]$ é determinada por:

$$(18) K_{Fi} = B_s \cdot \pi \cdot d_s \cdot N_s$$

Sendo que:

B_s é a densidade do fluxo magnético [Wb/m²];

d_s é o diâmetro do solenóide [m];

N_s é o número de espiras do solenóide [adimensional].

Stringer (1976) reforça que os movimentos do carretel serão determinados pela magnitude desta força. Desta forma, desprezando os efeitos transientes, a posição em regime permanente do carretel x_{cRP} pode ser relacionada a uma corrente constante no solenóide i_{sRP} por:

$$(19) \quad x_{cRP} = \frac{K_{Fi}}{K_e} \cdot i_{sRP}$$

Em que K_e é a rigidez de mola efetiva, sendo obtida pela soma da rigidez da mola de Bernoulli K_{esc} , conforme ilustrado na Equação (12), com a rigidez da mola centralizado-ra do carretel, K_m .

No regime permanente, a corrente no solenóide é dada pela tensão aplicada ao solenóide dividida pela resistência do mesmo. Diferentes tensões ou correntes resultam em diferentes aberturas da válvula e, enquanto a constante de mola puder ser considerada invariável, a posição do carretel em condições de regime permanente será diretamente proporcional à corrente no solenóide (STRINGER, 1976).

No entanto, quando a tensão aplicada ao solenóide está variando esta relação diretamente proporcional não se aplica. Uma das razões é que a corrente não se alterará imediatamente com as mudanças na tensão de controle. Outra é que a força aplicada pelo solenóide deve vencer as forças dinâmicas do carretel, que nos leva a uma equação do tipo:

$$(20) \quad K_{Fi} \cdot i_s = m_e \cdot \frac{d^2 x_c}{dt^2} + B_e \cdot \frac{dx_c}{dt} + K_e \cdot x_c$$

Onde:

m_e é a massa efetiva total a ser acelerada, dada pela Equação (1);

B_e é o coeficiente efetivo de atrito viscoso, e é dado pela Equação (2) e pelo primeiro termo da Equação (16), ou seja:

$$(21) \quad B_e = \frac{\mu \cdot \pi \cdot d_c \cdot l_{c2}}{Cr} + l_{c3} \cdot cd \cdot w \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (p_1 - p_2)}$$

Onde w é o gradiente de área do carretel, que é a relação entre a área do orifício de controle A_0 e o deslocamento do carretel x_c . Esta relação depende das características construtivas da válvula.

E a relação entre a corrente no solenóide e o deslocamento do carretel será de segunda ordem, como na função transferência definida por:

$$(22) \quad \frac{x_c}{i_s} = \frac{\frac{K_{Fi}}{K_e}}{\left(\frac{1}{\omega_v^2}\right) \cdot s^2 + \left(\frac{2 \cdot \zeta_v}{\omega_v}\right) \cdot s + 1}$$

Onde $\omega_v^2 = K_e / m_e$ e $2 \cdot \zeta_v / \omega_v = B_e / K_e$.

Stringer (1976) reforça que, eletricamente, o solenóide terá indutância L_s e resistência R_s , implicando em uma relação dinâmica de primeira ordem entre a corrente do solenóide i_s e a tensão de aplicada ao solenóide U_s , definida pela Equação (23):

$$(23) U_s = L_s \cdot \frac{di_s}{dt} + R_s \cdot i_s$$

Ou no domínio da frequência pela função transferência:

$$(24) \frac{i_s}{U_s} = \frac{1}{R_s} \cdot \frac{1}{1 + \tau_s \cdot s}$$

Onde $\tau_s = L_s / R_s$, que é a constante de tempo do solenóide.

Outra relação também deve ser considerada sob condições dinâmicas. O solenóide corta linhas de força a uma taxa que depende de sua velocidade axial dx_c / dt e, portanto, produz uma força eletromotriz contrária U_b que age contra a tensão aplicada.

$$(25) U_s - U_b = L_s \cdot \frac{di_s}{dt} + R_s \cdot i_s$$

Onde U_b , neste caso particular, é igual a $K_{Fi} \cdot (dx_c / dt)$. A Equação (25) é, portanto, equivalente à Equação (26).

$$(26) \frac{U_s}{R_s} = \tau_s \cdot \frac{di_s}{dt} + i_s + \frac{K_{Fi}}{R_s} \cdot \frac{dx_c}{dt}$$

Combinando a Função Transferência (22) com a Equação (26) no domínio de Laplace tem-se:

$$(27) a_0 \cdot s^3 \cdot x_c + a_1 \cdot s^2 \cdot x_c + a_2 \cdot s \cdot x_c + a_3 \cdot x_c = \frac{K_{Fi}}{K_e \cdot R_s} \cdot U_s$$

$$\text{Onde } a_0 = \frac{\tau_s}{\omega_v^2}, a_1 = \frac{\tau_s \cdot 2 \cdot \zeta_v}{\omega_v} + \frac{1}{\omega_v^2}, a_2 = \tau_s + \frac{2 \cdot \zeta_v}{\omega_v} + \frac{K_{Fi}^2}{K_e \cdot R_s}, \text{ e } a_3 = 1$$

Sendo que a força contra eletromotriz possui um efeito de amortecimento sobre o movimento do carretel.

2.2.4 Efeito da temperatura em válvulas de controle contínuo hidráulicas

2.2.4.1 Variação da massa específica dos fluidos

As variações da massa específica em função da temperatura em líquidos são pequenas em relação às observadas em gases. Portanto, pode-se obter uma linearização suficientemente precisa desta variação descrita pela Equação (28) (MERRIT, 1967):

$$(28) \rho = \rho_0 \cdot [1 - \alpha_T \cdot (T - T_0)]$$

Onde:

T é a temperatura do fluido [°C].

T_0 é a temperatura de referência do fluido [°C].

ρ_0 é a massa específica do fluido à temperatura T_0 [kg/m³].

α_T é o coeficiente de expansão térmica isobárico [°C⁻¹], e pode ser obtido através de (LINSINGEN, 2003):

$$(29) \alpha_T = - \left. \frac{1}{V_0} \cdot \frac{\partial V}{\partial T} \right)_{p_0}$$

Onde V_0 é o volume de referência do fluido, V é o volume do fluido, T é a temperatura a que está submetida o fluido e p_0 é a pressão de referência.

Para fluidos derivados de petróleo, o coeficiente α_T se mantém aproximadamente constante para a faixa usual de temperaturas, entre 15 e 100 °C. Entretanto, os valores são substancialmente dependentes da massa específica do óleo considerado, sendo da ordem de 7,2 a 8,1 x10⁻⁴ °C⁻¹, para massas específicas entre 0,93 e 0,85 g/cm³, respectivamente (LINSINGEN, 2003). Este autor e Hodges (1996) adicionam que para cálculos usuais com fluidos hidráulicos baseados em óleos minerais o valor médio de 7,5 x10⁻⁴ °C⁻¹ é utilizado, ou seja, para cada 10 °C de variação na temperatura, um incremento de aproximadamente 0,75% ocorre no volume de uma determinada quantidade de massa de óleo.

A Figura 13 exhibe a aplicação desta equação para fluidos com ρ entre 0,85 e 0,93 g/cm³ a 15 °C.

Já Hodges (1996) apresenta ainda os valores da Tabela 1 para α_T , baseados na tabela 53 das Tabelas de Medidas de Petróleo da ASTM/IP. O autor sugere que os dados completos desta tabela sejam utilizados para grandes variações de temperatura.

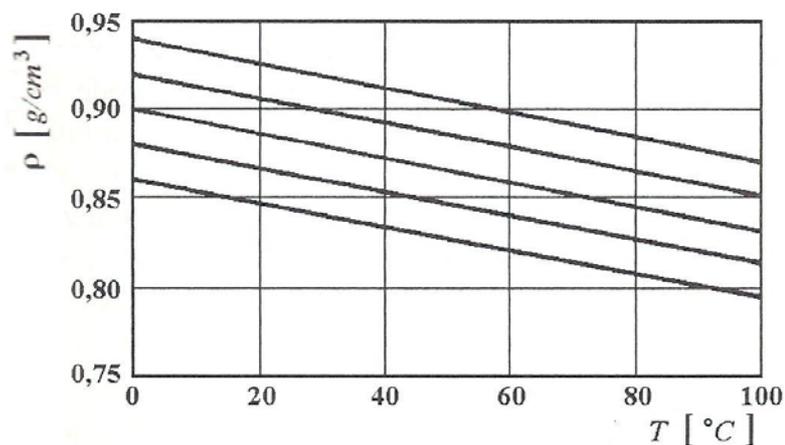


Figura 13 – Massa específica de óleos minerais em função da temperatura, à pressão atmosférica (LINSINGEN, 2003).

Tabela 1 - Coeficientes de correção da massa específica para fluidos hidrocarbonetos (HODGES, 1996).

Massa específica a 15°C	Coeficiente de expansão térmica por 1°C (α_T)
0.7422–0.7534	0.000 79
0.7535–0.7646	0.000 77
0.7647–0.7757	0.000 76
0.7758–0.7866	0.000 74
0.7867–0.7984	0.000 72
0.7985–0.8020	0.000 70
0.8021–0.8279	0.000 68
0.8280–0.8594	0.000 67
0.8595–0.9245	0.000 65
0.9246–1.0243	0.000 63
1.0244–1.0742	0.000 61

2.2.4.2 Variação da viscosidade dos fluidos

A viscosidade é uma propriedade importante de qualquer fluido. É necessária para a lubrificação hidrodinâmica, entre outros propósitos. No entanto, a viscosidade dos fluidos hidráulicos diminui significativamente com o aumento de temperatura (MERRIT, 1967).

Podem-se definir dois tipos de viscosidade, relacionadas entre si: a viscosidade absoluta (também conhecida como dinâmica) μ e a viscosidade cinemática ν , ambas usadas em diferentes relações em aplicações hidráulicas. Mais detalhes sobre suas definições podem ser encontradas em Merrit (1967).

A relação entre elas é descrita pela Equação (30):

$$(30) \nu = \frac{\mu}{\rho}$$

A relação entre viscosidade absoluta e temperatura pode ser aproximada pela Equação (31):

$$(31) \mu = \mu_0 \cdot e^{-\lambda(T-T_0)}$$

Onde:

μ é a viscosidade absoluta à temperatura T [N.s/m²].

μ_0 é a viscosidade à temperatura de referência T_0 [N.s/m²].

λ é uma constante que depende do fluido [°C⁻¹].

Uma forma de representar a relação de dependência entre viscosidade cinemática e temperatura é apresentada na Figura 14, onde são apresentadas as curvas para três tipos de fluidos, assim como os limites máximo e mínimo de viscosidade cinemática aceitáveis pela maioria dos sistemas hidráulicos. Com esta informação é possível determinar a temperatura máxima e mínima para o uso de cada fluido no sistema. Para linearizar as curvas, a norma ANSI / ASTM D341-77 emprega o artifício de representar a ordenada por $\log_{10} \log_{10}(\nu + 0,7)$, e a abscissa por $\log_{10} T$ (LINSINGEN, 2003).

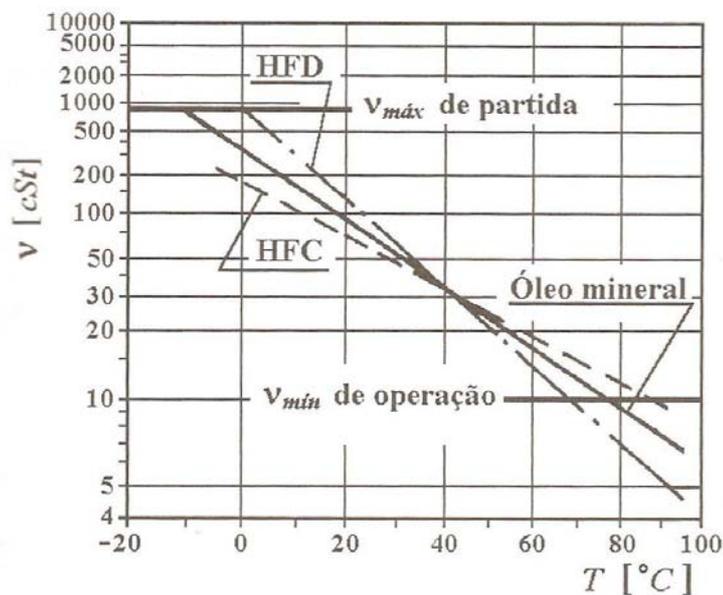


Figura 14 - Curvas $\nu \times T$ para três tipos de fluidos de mesma classe de viscosidade (LINSINGEN, 2003).

Se a viscosidade for muito alta (ou a temperatura muito baixa), o sistema terá dificuldades no início da operação devido à alta resistência ao escoamento do fluido (MERRIT, 1967 e LINSINGEN, 2003). Por outro lado, se a viscosidade for muito baixa (ou a temperatu-

ra for muito elevada), o sistema estará sujeito a elevadas fugas de fluido por vazamentos internos e a desgaste prematuro das partes móveis por lubrificação inadequada, fato que aumenta o consumo de energia e pode causar instabilidade operacional (LINSINGEN, 2003).

A relação entre viscosidade cinemática e temperatura também pode ser entendida através do Índice de Viscosidade - IV , que corresponde à inclinação da curva $\nu \times T$. Um elevado IV indica pequena variação da viscosidade com a temperatura. No entanto, nem todos os tipos de fluidos podem ser linearizados nesta forma de representação.

Backé (apud LINSINGEN, 2003) apresenta os valores típicos de IV para diferentes tipos de fluidos hidráulicos com e sem aditivação:

Tabela 2 – Valores típicos do IV (BACKÉ, apud LINSINGEN, 2003).

Tipo de fluido	$10^{-6} \cdot \text{m}^2/\text{s} \cdot ^\circ\text{C}$ (cSt/ $^\circ\text{C}$)
Óleo mineral (HL)	$IV \cong 80 - 105$
Óleo mineral com amplificador do IV (HV)	$IV < 300$
Solução aquosa de polímeros (HFC)	$IV \cong 150 - 160$
Fluidos sintéticos sem água (HFD)	$IV < 0 - 45$

2.2.4.3 Variação na vazão da válvula

A vazão em válvulas é afetada pela temperatura através da variação das dimensões do carretel e da camisa e da variação da viscosidade do fluido. Isto porque os orifícios, na prática, não são de canto vivo, fazendo com que a vazão seja influenciada pela viscosidade. Em termos teóricos, a equação da vazão não possui referências à viscosidade, por tratar do escoamento turbulento pleno em orifício de canto vivo, condição que torna o escoamento através do orifício independente da variação da viscosidade.

A minimização do efeito da temperatura no comportamento da vazão nas válvulas de controle normalmente é obtida por dois métodos:

1. Fazer com que orifício se aproxime o máximo possível do orifício de canto vivo, o que implica no emprego de processos de fabricação sofisticados e também materiais e tratamentos superficiais especiais para evitar o desgaste prematuro do componente. Na prática, admite-se que as flutuações de temperatura não afetam a vazão em orifícios com relação comprimento/diâmetro hidráulico menor que a unidade, que são construtivamente mais simples e robustos (LINSINGEN, 2003).
2. O segundo método consiste em utilizar materiais com diferentes coeficientes de dilatação térmica para o pórtico e para o obturador, que formam o orifício. Válvulas com estas características são chamadas de temperatura compensada (LINSINGEN, 2003).

Portanto, por suas características construtivas, válvulas carretel diretamente acionadas tendem a ser insensíveis à viscosidade, e por este motivo não sofrem tanto com a variação desta (PENTON MEDIA, 2008).

2.2.4.4 Limitação da potência do solenóide

Sendo que o fio usado para a confecção da bobina do solenóide possui uma resistência, ela se opõe à passagem de corrente quando submetida a uma tensão. Esta propriedade é útil para manter a corrente em valores controlados ao invés de causar um curto circuito, no entanto ela também gera perdas na forma de calor na bobina. A saturação magnética do núcleo do solenóide também gera calor (2.2.3). Se o calor não for dissipado adequadamente, a bobina aquece e a resistência do fio aumenta, diminuindo a corrente na bobina para uma mesma tensão (GLIBISCO, 2002; MANNESMANN REXROTH, 1989). A bobina também pode ser aquecida por ação do fluido hidráulico, se este circular por dentro do solenóide.

Como o campo magnético gerado pela bobina, e conseqüentemente a força gerada pelo solenóide dependem do valor da corrente, o aquecimento da bobina faz com que a potência máxima do solenóide seja reduzida com o aumento da temperatura, reduzindo sua capacidade de vencer as forças necessárias para mover o carretel e desalojar impurezas. Em casos extremos o aquecimento pode causar danos à bobina e ao núcleo do solenóide (GLIBISCO, 2002).

2.2.5 Efeito da pressão em válvulas de controle contínuo hidráulicas

2.2.5.1 Variação na massa específica dos fluidos

A relação entre a massa específica e a pressão em líquidos pode ser descrita de forma análoga à relação entre massa específica e temperatura, observando-se o fato de que a massa específica aumenta com a pressão. Assim como no caso da temperatura, tais variações são relativamente pequenas e, portanto, pode-se obter uma linearização suficientemente precisa descrita pela Equação (32) (MERRIT, 1967):

$$(32) \quad \rho = \rho_0 \cdot \left[1 + \frac{1}{\beta} \cdot (p - p_0) \right]$$

Onde:

p é a pressão do fluido.

p_0 é a pressão inicial do fluido.

ρ_0 é a massa específica do fluido à pressão p_0 .

β é o módulo de compressibilidade isotérmica, e pode ser descrita por:

$$(33) \left. \frac{1}{\beta} = -\frac{1}{V_0} \cdot \frac{\partial V}{\partial p} \right)_{T_0}$$

Onde:

V_0 é o volume inicial do fluido.

V é o volume do fluido.

p é a pressão a que está submetida o fluido.

T_0 é a temperatura de referência do fluido (LINSINGEN, 2003).

2.2.5.2 Variação na viscosidade dos fluidos

A viscosidade dos fluidos aumenta com a pressão, sendo que cada fluido possui uma taxa diferente de aumento. Este aumento, no entanto, é bem menos significativo do que a variação da viscosidade com a temperatura. Segundo Linsingen (2003), a relação de dependência entre viscosidade dinâmica e pressão em fluidos hidráulicos, a uma dada temperatura, pode ser descrita de maneira aceitável pela Equação (34):

$$(34) \mu = \mu_0 \cdot e^{c \cdot p}$$

Onde μ_0 é a viscosidade dinâmica (absoluta) à pressão manométrica de referência p_0 (usualmente pressão atmosférica), e c uma constante que depende do fluido. Backé (apud LINSINGEN, 2003) apresenta alguns valores para a constante c :

Tabela 3 – Valores para a constante de viscosidade c .

Tipo de fluido	$0,1 \text{ MPa}^{-1} (\text{bar}^{-1})$
Óleo mineral (HL)	$c \cong 1,7 \times 10^{-3}$
Fluidos à base de água (HFC)	$c \cong 3,5 \times 10^{-4}$
Fluidos sintéticos (HFD)	$c \cong 2,2 \times 10^{-3}$

A elevação da viscosidade com a pressão exerce influência positiva quando se tem elevadas cargas de compressão, pois ajuda a compensar o aumento das tensões cisalhantes em dispositivos como mancais.

Pode-se dizer também que o efeito do aumento de pressão, a uma temperatura constante, é equivalente a uma redução na temperatura do fluido. Linsingen (2003) afirma que a viscosidade de um óleo mineral submetido a uma variação desde a pressão atmosférica até 21 MPa (210 bar), por exemplo, sofrerá efeito semelhante ao observado quando sua temperatura é reduzida de 20 °C para 7 °C. A variação da viscosidade com a pressão para três diferentes fluidos hidráulicos pode ser observada na Figura 15:

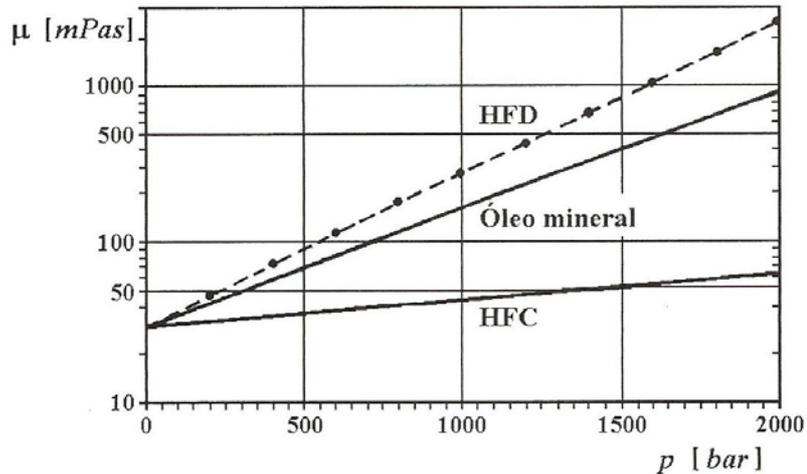


Figura 15 – Variação da viscosidade com a pressão para diferentes fluidos, com mesma viscosidade à pressão atmosférica (LINSINGEN, 2003).

Como esta variação é relativamente pequena, recomenda-se que esta característica seja levada em consideração apenas em sistemas que trabalham acima de 20 MPa (200 bar) (MANNESMANN REXROTH, 1991).

2.2.5.3 Variação na vazão da válvula

O efeito da variação da queda de pressão na vazão e nas forças de escoamento da válvula já foi discutido na Seção 2.2.2. No entanto, deve-se analisar com mais detalhe os efeitos decorrentes dos limites de força da válvula.

Como visto anteriormente, a força necessária no solenóide depende da força de mola, forças de atrito e forças de escoamento, mas somente a força de escoamento varia com a vazão q_V e a diferença de pressão $\Delta p = p_1 - p_2$. A Figura 16 exibe as curvas 1, 2 e 8, que representam o limite imposto pela força que o solenóide é capaz de gerar. Quando grandes vazões e/ou grandes diferenças de pressão são necessárias, as reações às forças de escoamento $F_{esc} = F_{escRPa} + F_{escRT}$ ultrapassam os limites de força do solenóide (curva 1), fazendo com que a válvula deixe de operar corretamente. Nestas condições será necessário o emprego de válvulas de duplo estágio (FURST e DE NEGRI, 2002).

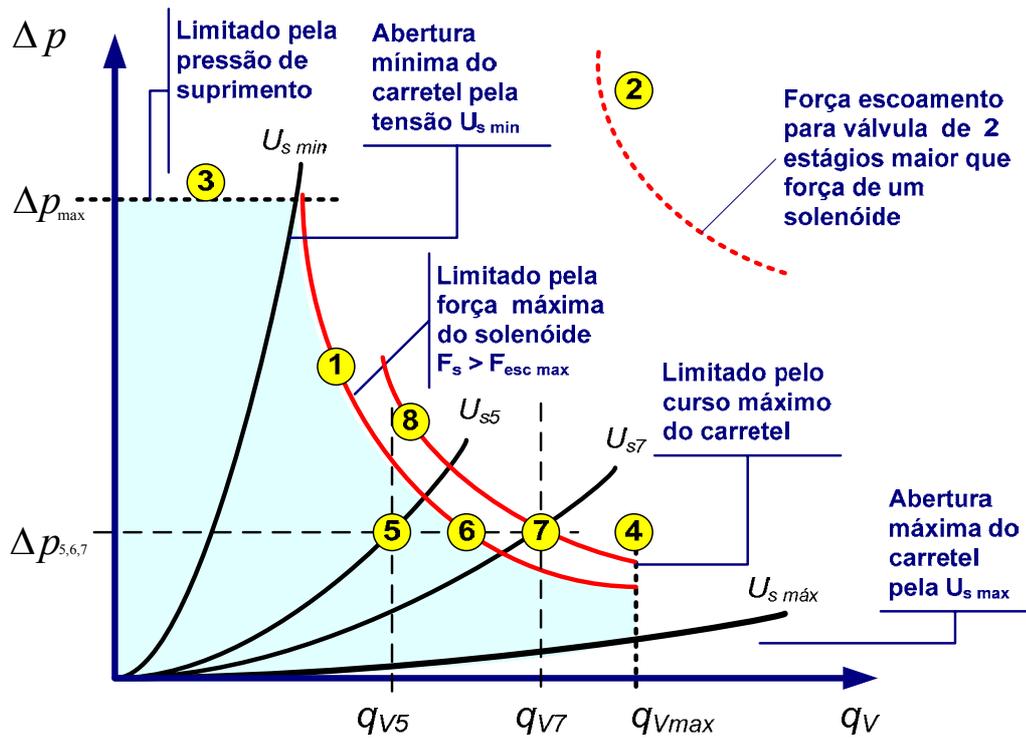


Figura 16 – Curva da diferença de pressão Δp na válvula versus a vazão q_v para forças de escoamento F_{esc} constantes (FURST e DE NEGRI, 2002).

As curvas $U_{s\ max}$, $U_{s\ min}$, U_{s5} e U_{s7} representam as aberturas devido a diferentes entradas de tensão na válvula. O limite representado pela linha 4 indica a vazão máxima que ocorre na válvula em função da saturação nesta provocada pela perda de carga nos canais internos e conexões da válvula. A curva $U_{s\ min}$ é o menor valor da entrada ou abertura da válvula em que há limitação de operação em função do Δp , pois para tensões de entrada menores a força de escoamento não ultrapassará a força do solenóide, já que o Δp está limitado pela pressão de suprimento.

A linha 3, que representa a diferença de pressão Δp máxima na válvula, é colocada como limite quando a pressão de carga p_c é mínima (a pressão nas câmaras A e B fica nula ou igual) e, conseqüentemente, o Δp aproxima-se de p_s . Neste caso, apenas pequenas aberturas podem ser utilizadas sem que a força de escoamento supere a força do solenóide. Aberturas maiores provocam vazões mais elevadas fazendo com que as forças de escoamento, somadas às demais cargas aplicadas ao solenóide, superem a força máxima deste. Maiores vazões só poderão ocorrer se a queda de pressão na válvula (Δp) diminuir.

Por exemplo, sejam as curvas de entrada (abertura) U_{s5} e U_{s7} . Sobre a curva U_{s5} toma-se o ponto 5 que para um Δp constante corresponda à uma vazão q_{V5} . Mantendo-se

o Δp constante e desejando-se uma vazão maior correspondente à abertura U_{s7} , tem-se o ponto 6 sobre a curva 1. Neste ponto a força de escoamento provoca a superação da força do solenóide fazendo com que a válvula não abra mais. A curva 8 representa uma força de escoamento maior que a força de solenóide (curva 1) e, portanto, a nova vazão q_{v7} não será atingida a menos que Δp diminua.

Quando se deseja manter uma vazão constante para uma dada abertura, é fundamental que se mantenha a diferença de pressão Δp constante, ou seja, a pressão de carga p_C também deverá permanecer constante. Para que isto ocorra, em sistemas de controle onde existe variação de carga, válvulas com compensação de pressão deverão ser usadas. Para válvulas de controle contínuo sem compensação de pressão e que estão sujeitas a uma redução da pressão de carga (menor p_C), a diferença de pressão Δp aplicada na válvula aumentará fazendo com que a vazão aumente para uma dada abertura, aumentando também a força F_{esc} que pode chegar a superar força do solenóide. Esta situação é indesejada.

A curva 1 da Figura 16 é apresentada por alguns fabricantes, como Bosch e Vickers, como a **curva de limite de aplicação**. Ela delimita a área de utilização para diferentes Δp e q_V , limitados pela linha da força de escoamento. Esforços acima desta faixa determinam a utilização de válvulas duplo estágio ou pré-operadas onde o esforço para vencer as forças de escoamento no carretel principal (2º estágio) é conseguido pelo desequilíbrio hidráulico provocado pela válvula diretamente operada do primeiro estágio (FURST e DE NEGRI, 2002).

2.2.6 Problemas em válvulas

A vida útil das válvulas hidráulicas de controle contínuo eletricamente moduladas fornecidas para a maioria das aplicações deve ser superior a 1000 horas de operação normal (ou vários milhões de ciclos) quando o fluido possui a filtragem recomendada. No entanto, a vida útil é grandemente influenciada por algumas condições operacionais, entre elas o ambiente onde a válvula está instalada, a contaminação do fluido, o número de ciclos (incluindo o uso de *dither*), a frequência e magnitude de sobrecargas de pressão ou tensão, etc. (THAYER, 1962).

Entre as falhas mais comuns em sistemas hidráulicos estão as causadas pela contaminação do óleo e pela degradação de componentes devido ao desgaste excessivo, superaquecimento, aumento do atrito, entre outros (BHOJKAR, 2004).

Para que se possa identificar tais falhas e como elas afetam a válvula e os parâmetros observados, as principais causas de falhas e seus efeitos mais comuns são discutidos a seguir.

2.2.6.1 Causas das falhas

2.2.6.1.1 Contaminação do óleo

É impossível manter o fluido livre de sujeira e contaminação. Óleo contaminado pode entupir válvulas e atuadores e, se o contaminante for abrasivo, causar perda permanente de desempenho ou mesmo a falha do sistema (MERRIT, 1967). De Negri, Kinceler e Silveira (1998) e Tessman e Hong (1998) afirmam que grande parte do mau funcionamento de componentes e entre 70 e 75 % das falhas em sistemas hidráulicos são atribuídas à contaminação gerada e/ou adicionada ao sistema. Entre os efeitos indesejados estão:

- A troca freqüente de componentes.
- Reposição freqüente do fluido.
- Redução da vida útil dos componentes.
- Perda da repetibilidade, dos movimentos, trepidações.
- Alteração do valor de parâmetros e coeficientes de vazamento, atrito viscoso, ganhos de vazão e pressão, compressibilidade do óleo, etc.

A contaminação interfere em quatro funções do fluido hidráulico:

1. Atuar como um meio de transmissão de energia.
2. Lubrificar as partes internas dos componentes.
3. Atuar como um meio trocador de calor.
4. Preencher a folga entre os componentes móveis.

Se uma ou mais destas funções forem afetadas, o sistema não se comportará como projetado (PARKER FILTRATION, 19--).

Sendo assim, o principal meio de prevenção de falhas em sistemas hidráulicos é a manutenção da limpeza e da composição química do fluido hidráulico dentro de certa tolerância. Os efeitos de contaminantes em curto prazo podem ser tanto o de uma parada não planejada como severos danos à máquina como resultado de movimentos descontrolados dos atuadores (PARK, 1997 e DODDANAVAR e BARNARD, 2005).

Partículas sólidas

O orifício de uma válvula de controle possui em média entre 100 a 10.000 μm , ao passo que a folga radial entre carretel e camisa varia entre 2,5 a 23 μm . Por este fato, estas válvulas são usualmente os componentes mais sensíveis à contaminação em um circuito hidráulico. Contaminantes abrasivos como areia, partículas metálicas e resíduos de compostos para polimento promovem o desgaste e podem levar à perda da função e a danos permanentes nos pórticos e camisa da válvula, ou seja, a elevados custos de reparo ou mesmo à substituição prematura da válvula, tornando este tipo de contaminante um dos fatores mais críticos a afetar a vida útil e a confiabilidade de sistemas hidráulicos (MERRIT, 1967 PARK, 1997, TESSMAN e HONG, 1998, e DODDANAVAR e BARNARD, 2005).

De Negri, Kinceler e Silveira (1998) e Peralta (1992) ressaltam ainda o risco de danos a mangueiras, tubulações e outros componentes causadas por cargas excessivas (golpe de Aríete) geradas pelo emperramento de válvulas. Tais contaminantes podem ser provenientes do ambiente externo, entrando no sistema através de respiros, vedações de cilindros e outros pontos de contato entre o fluido e o ambiente externo ou podem ser provenientes do desgaste de componentes do próprio sistema, sendo estes últimos chamados contaminantes internos. Partículas introduzidas no sistema durante sua montagem ou manutenção são potencialmente perigosas, podendo causar falhas já no comissionamento do sistema. Os tamanhos das partículas geralmente são medidos em uma escala micrométrica e como o limite da visibilidade humana é de 40 μm , estas partículas não podem ser vistas a olho nu (PARKER FILTRATION, 19--, e MANNESMANN REXROTH, 1991).

No curto prazo a contaminação por sedimentos (partículas finas menores que 5 μm) pode gerar acúmulos que chegam a trancar o carretel. O tempo para que este fenômeno ocorra depende do tamanho e da quantidade das partículas em relação à abertura do orifício da válvula e a folga radial C_r , além da diferença de pressão na mesma, e pode variar de uma fração de minuto a algumas horas se a válvula permanecer centrada (MERRIT, 1967 e PARK, 1997). Por este motivo este tipo de válvula não é utilizado em circuitos de segurança onde condições severas e longos períodos parados são a rotina. Já partículas maiores (5 – 40 μm) podem causar falhas catastróficas imediatas, havendo relatos de ocorrências dentro de poucas horas após o comissionamento da máquina (PARK, 1997, PARKER FILTRATION, 19--).

No longo prazo o atrito e os choques entre os contaminantes, o carretel e a camisa causam arranhões, escamamentos por fadiga e a erosão de cantos vivos que, por sua vez, aumentam a histerese, o vazamento interno e a não-linearidade na posição central. Estes fatores aumentam a tensão necessária para provocar alterações na saída da válvula (*threshold* ou limiar), e alteram ganhos de vazão (aumenta) e pressão (diminui). Em casos extremos, a contaminação causa lentidão nas respostas, oscilação, instabilidade ou mesmo a falha completa da válvula devido ao entupimento de orifícios internos, ao trancamento do carretel ou à queima do solenóide (MERRIT, 1967, TESSMAN e HONG, 1998, THAYER, 1962, PARK, 1997, PERALTA, 1992). Com isto reduz-se a vida útil da válvula de anos para meses, ou mesmo semanas (PARK, 1997).

Tessman e Hong (1998) realizaram testes em uma servoválvula de 3 posições com centro fechado utilizada em aviões. Quando colocada em operação com óleo limpo a válvula se comportou como na Figura 17. Nesta figura, a vazão para a câmara A pode ser vista à direita, e para a câmara B à esquerda.

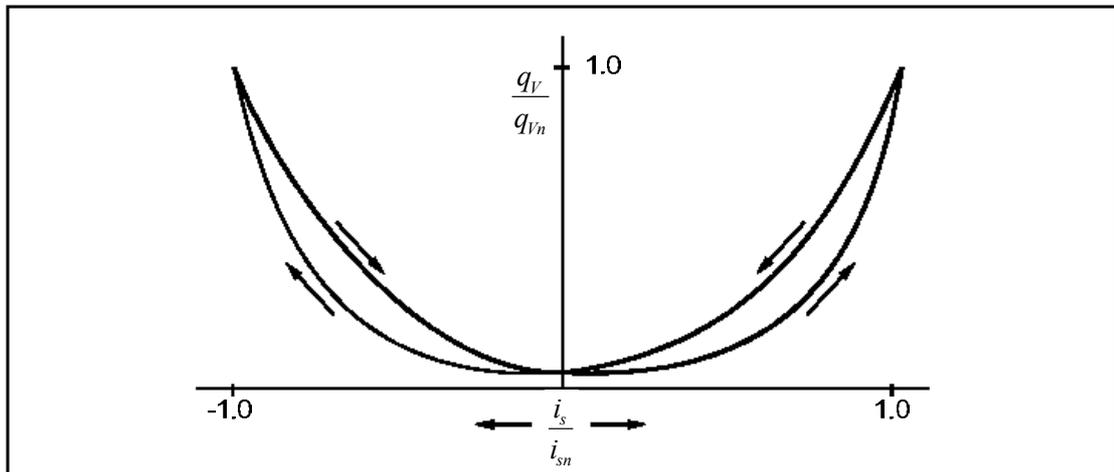


Figura 17 - Comportamento da servoválvula em óleo limpo (TESSMAN e HONG, 1998).

Em óleo contaminado com partículas sólidas, a válvula se comporta como na Figura 18, onde se pode perceber que a histerese da válvula aumentou sensivelmente até o eventual trancamento do carretel. Nesta válvula o trancamento ocorreu na posição central, onde não há passagem de fluido para as câmaras. No entanto o trancamento pode ocorrer em qualquer posição.

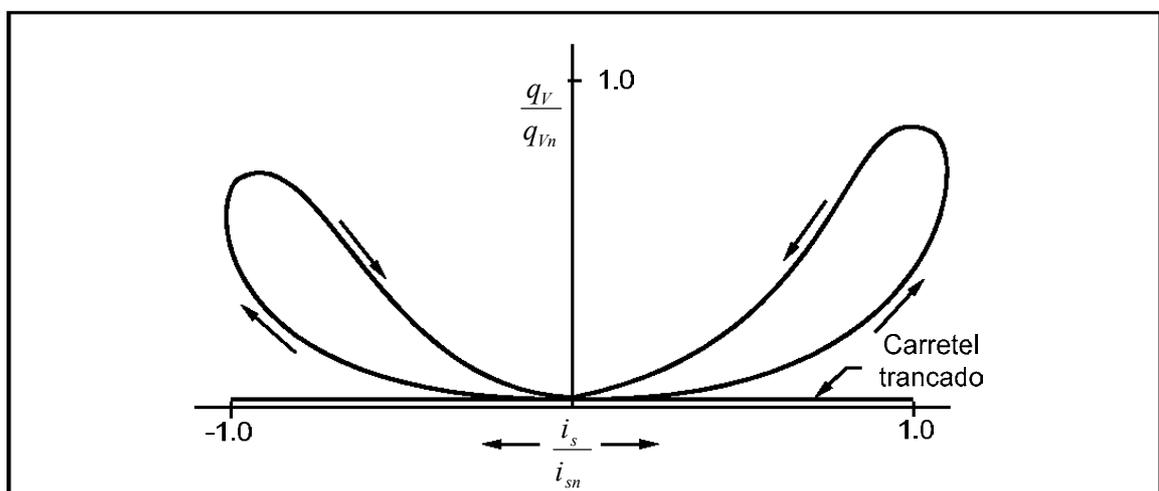


Figura 18 – Comportamento da válvula em óleo contaminado (TESSMAN e HONG, 1998).

Tessman e Hong (1998) analisaram este fenômeno, e determinaram que o aumento da histerese observada é uma função tanto do tamanho das partículas quanto da sua concentração, similar ao modo de desgaste da Figura 19.

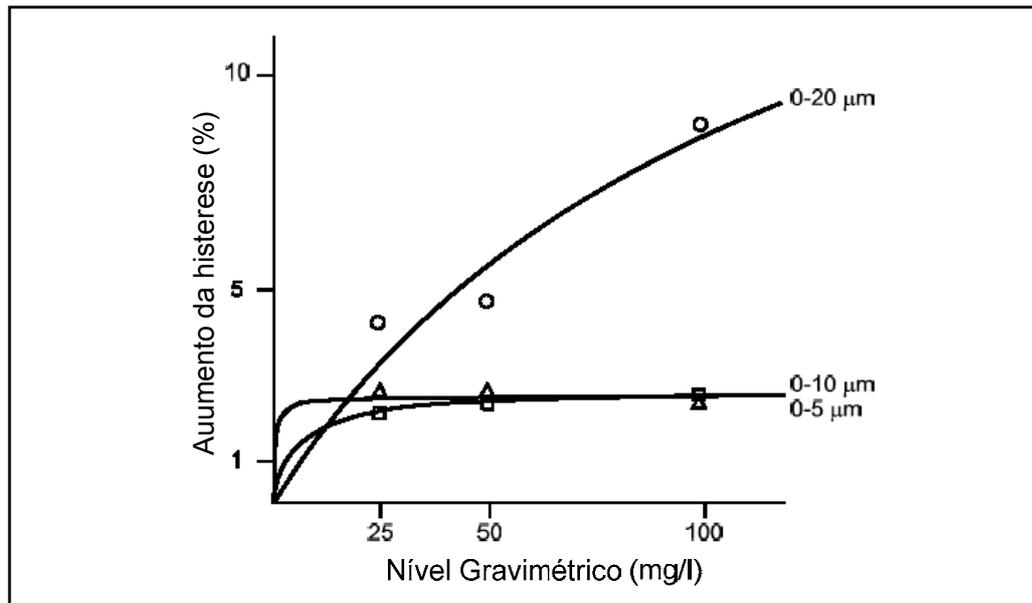


Figura 19 – Aumento da histerese medida na válvula exposta a óleo contaminado (TESSMAN e HONG, 1998).

O aumento da histerese para diversas concentrações de partículas com tamanho entre 0 - 5 µm e 0 - 10 µm foi mínimo, no entanto o sistema mostrou grande a sensibilidade a várias concentrações de partículas de 0 – 20 µm, revelando que este fator deve ser levado em consideração no projeto do sistema.

Mais detalhes sobre os tipos mais comuns de partículas sólidas contaminantes podem ser encontrados em no manual da Parker Filtration (19--), em Park (1997), Tessman e Hong (1998) e Merrit (1967).

Água

A água pode estar presente em fluidos hidráulicos e lubrificantes nas formas dissolvida, em emulsão ou livre. A água fica dissolvida até o fluido alcançar sua saturação, e então o excesso se apresenta como uma fase separada (água livre) ou como uma emulsão. Quanta água o fluido pode manter antes de saturar depende fortemente do tipo de fluido, dos aditivos utilizados, da pressão e da temperatura (BAUER e DAY, 2007, PARKER FILTRATION, 19--).

A água pode ser procedente de várias fontes. Pode entrar no sistema através de vazamentos da água da chuva (ou usada para lavar o sistema) em de tampas, selos, painéis, respiradouros; da condensação do ar presente no reservatório ou em outras partes do sistema; de trocadores de calor ou refrigeradores com vazamentos; de cilindros desgastados ou de vedações em atuadores, etc. Tal ingresso de água pode ser minimizado em sistemas

bem projetados e com boa manutenção, mas pode ser difícil (e custoso) eliminar completamente todas as fontes de água (BAUER e DAY, 2007, PARKER FILTRATION, 19--).

A contaminação por água pode levar a vários efeitos no sistema hidráulico, entre eles:

- Corrosão das superfícies do metal (mais associada à água livre).
- Desgaste abrasivo acelerado.
- Aceleração da fadiga do metal (que pode ocorrer mesmo que a água esteja dissolvida no fluido hidráulico).
- Falha do aditivo do fluido.
- Variação da viscosidade e conseqüente aumento do atrito entre as partes móveis.
- Aumento da condução elétrica.
- Alteração da compressibilidade
- Alteração da capacidade de lubrificação do fluido e a conseqüente diminuição da espessura do filme de óleo e da capacidade de carga do mesmo.

Tais efeitos levam ao aumento das forças necessárias para deslocar o carretel, a alterações no comportamento dinâmico e até ao travamento de componentes. Maiores complicações ocorrem quando a temperatura decresce e o fluido tem menos habilidade para reter a água, especialmente quando o ponto de congelamento é alcançado e ocorre a formação de cristais de gelo que podem tornar a operação do sistema vagarosa ou errante (PARKER FILTRATION, 19--).

Mais detalhes sobre este tipo de contaminação podem ser encontrados em Bauer e Day (2007) e no manual da Parker Filtration (19--).

Ar

Em um sistema líquido, o ar pode existir tanto no estado dissolvido como no estado livre. O ar dissolvido pode não acarretar problemas, mas quando o ar está livre há o potencial para diversas complicações quando de sua passagem pelos componentes do sistema. Pode haver alterações de pressão que comprimem o ar e produzem uma grande quantidade de calor em pequenas bolhas de ar, além do fenômeno da cavitação. Este calor pode destruir os aditivos e até mesmo o fluido base (PARKER FILTRATION, 19--). Se a quantidade de ar dissolvido tornar-se alta o suficiente, ocorrerá um efeito negativo na quantidade de trabalho desempenhado pelo sistema, já que o ar reduz o módulo de elasticidade do fluido.

Entre os efeitos causados pelo ar estão:

- Perda de lubrificação.
- Aumento da temperatura de operação.
- Cavitação.
- Espuma do fluido no reservatório.
- Reações químicas.

O ar, em qualquer forma, é uma fonte de oxidação do fluido e de seus aditivos, acelerando a corrosão das peças de metal, particularmente quando a água também está presente. Ambos os processos promovem a formação de partículas ou formam um tipo de lodo no fluido. Desgaste e interferências aumentam se os sedimentos da oxidação não forem prevenidos ou removidos levando ao aumento a força necessária para mover o carretel da válvula. Além dos danos mencionados, o ar na válvula pode ocasionar funcionamento errático, trancamentos e outros efeitos indesejáveis pelas deficiências de lubrificação que provoca (ATOS, 2006).

Vazamentos no sistema, aeração da bomba, a abertura do sistema para montagem ou manutenção, ou ainda da turbulência do fluido no reservatório podem ser os pontos de entrada para o ar. Mais detalhes sobre este tipo de contaminação podem ser encontrados em Parker Filtration (19--).

Verniz e fuligem (borra)

O verniz e a borra são gerados pela degradação do fluido hidráulico ocasionados pelo envelhecimento natural do fluido, superaquecimento, descargas elétricas ou pela presença de outros contaminantes, como os citados anteriormente (partículas sólidas, água, ar). Podem estar dissolvidos no fluido hidráulico ou livres, e a capacidade do fluido em reter estes contaminantes depende em grande parte da temperatura (FITCH, 2000, DODDANAVAR e BARNARD, 2005, e LIVINGSTONE, PRESCOTT e WOOTON, 2007).

Por este motivo o verniz pode se acumular em áreas de baixa vazão e baixa temperatura no sistema, ao passo que áreas com altas vazões e altas temperaturas não são afetadas. Isto faz com que este tipo de contaminante afete principalmente válvulas que não são utilizadas por um longo período, como as utilizadas em sistemas de emergência, ou durante a partida a frio de máquinas com o fluido degradado (ATHERTON, 2007).

Estes resíduos podem entupir orifícios e se acumular nas superfícies da válvula tornando-a adesiva. Neste estado podem ocorrer trancamentos e perdas no seu desempenho (FITCH, 2000 e LIVINGSTONE, PRESCOTT e WOOTON, 2007).

Além disto, partículas sólidas podem se acumular na superfície aderente, formando uma superfície abrasiva e destrutiva que aumenta sensivelmente o desgaste dos componentes do sistema, elevando os custos de manutenção (ATHERTON, 2007).

Mais detalhes sobre este tipo de contaminação podem ser encontrados em Fitch (2000), Livingstone, Prescott e Wooton (2007) e Atherton (2007).

2.2.6.1.2 Outros fatores

Outras falhas podem ser geradas por picos de pressão no sistema gerados por acidentes ou falhas de projeto. Tais picos podem danificar os componentes da válvula, ocasionando mau-funcionamento e vazamentos.

Picos de tensão também podem prejudicar a válvula, causando danos ao solenóide ou aos seus componentes eletrônicos.

Erros de fabricação que alterem a concentricidade e a cilindridade do carretel e da camisa da válvula podem causar o travamento hidráulico comentado na Seção 2.2.2.2 por alterar a queda de pressão ao longo do espaço anular entre o carretel e a camisa da válvula (STRINGER, 1976). Podem também inserir fragilidades nos componentes ou falhas de natureza elétrica, que inviabilizam o funcionamento adequado da válvula.

2.2.6.2 Falhas mais comuns

Pode-se perceber que as causas abordadas na Seção 2.2.6.1 geram, em sua maioria, falhas semelhantes na válvula. Da mesma forma, tais causas são fatores comumente presentes em sistemas hidráulicos industriais. De maneira a otimizar os esforços deste trabalho, as falhas mais comuns causadas pelos fatores acima serão enumeradas nesta seção.

Falha 1: Carretel preso ao corpo da válvula devido ao aumento da força de atrito.

Causas: Desgaste, contaminantes (sedimentação, partículas entre o carretel e a camisa, verniz, ar), defeitos de fabricação.

Efeitos: A bobina do solenóide e/ou a mola da válvula não são capazes de gerar força suficiente para deslocar o carretel, mesmo que a corrente máxima (ou mínima) seja aplicada; aquecimento ou queima do solenóide (BHOJKAR, 2004).

Falha 2: Aumento do atrito estático e viscoso entre o carretel e o corpo da válvula.

Causas: Mudança da geometria do carretel por desgaste ou corrosão, deposição de impurezas nas ranhuras (*grooves*), alojamento de partículas entre o carretel e a camisa, acúmulo de verniz e borra nas superfícies da válvula.

Efeito: Aumento da força requerida para mover o carretel, resultando em um aumento da corrente exigida pelo solenóide, aumento do limiar (*threshold*), diminuição do ganho de pressão, aumento do tempo de acomodação da válvula, oscilações em torno da referência de posição (*hunting*), aquecimento do solenóide (BHOJKAR, 2004, PARKER FILTRATION, 19--).

Falha 3: Quebra da mola ou deriva.

Causa: Defeito de fabricação, pico de pressão, fadiga por desgaste natural.

Efeito: Instabilidade da válvula, deriva do carretel (BHOJKAR, 2004).

Falha 5: Mudança no gradiente de área do carretel.

Causas: Danos causados por contaminantes; desgaste natural, acúmulo de contaminantes, como verniz, borra e sedimentos, nos orifícios.

Efeito: Alteração das forças necessárias para mover o carretel e mantê-lo em uma dada posição, instabilidade da válvula e/ou do atuador, alteração do coeficiente de vazão da válvula.

Falha 6: Aumento do vazamento interno.

Causas: Desgaste natural ou causado por contaminantes no fluido hidráulico.

Efeitos: Aumento da temperatura típica do sistema hidráulico, diminuição do amortecimento da válvula, instabilidade da válvula.

Falha 7: Queima do solenóide.

Causas: Trancamento do carretel ou o aumento das forças de atrito, que levam à saturação da corrente por longos períodos e ao conseqüente superaquecimento da bobina (BHOJKAR, 2004, e PARKER FILTRATION, 19--); picos de tensão na bobina.

Efeitos: O carretel não responde aos comandos, a corrente no resistor *shunt* é nula para qualquer comando.

Falha 8: Superaquecimento do solenóide.

Causas: Trancamento do carretel ou o aumento das forças de atrito, que levam à saturação da corrente por longos períodos.

Efeitos: O solenóide não é mais capaz de atingir a corrente nominal com a aplicação da tensão nominal.

O efeito da maioria das falhas descritas acima é a alteração da corrente que seria aplicada sob condições normais de operação para posicionar o carretel, causada pela alteração das forças internas da válvula ou por danos no solenóide ou na mola. Esta constatação mostra a importância de se avaliar a corrente no solenóide, em conjunto com outras variáveis do funcionamento da válvula, para a realização da detecção de falhas antes que a válvula perca sua função e também para o posterior diagnóstico da falha.

CAPÍTULO 3

CARACTERIZAÇÃO TEÓRICO-EXPERIMENTAL

A metodologia utilizada para realizar o diagnóstico da válvula envolve o uso de leituras de sensores disponíveis na eletrônica da mesma e de sensores instalados de modo a fornecer informações sobre as condições operacionais da válvula. Estas medições são entradas para um modelo do funcionamento da válvula. Esta decisão se baseia no fato de que a elaboração de um modelo do funcionamento correto é capaz de detectar desvios do funcionamento normal, podendo prever mesmo defeitos não antecipados pelo projetista, ponto fraco de outras abordagens como modelagem de falhas ou redes neurais, que precisam ser previamente treinadas nas situações que devem reconhecer. Além desta razão, modelos podem ser reaproveitados para válvulas semelhantes apenas com a alteração dos parâmetros que as representam.

O fato de que se dispõe de poucos dados quantitativos sobre as falhas da válvula utilizada neste trabalho em laboratório ou em campo reforça a escolha desta abordagem, que necessita apenas de conhecimento sobre o funcionamento da válvula e de uma válvula em boas condições para os ensaios de parametrização e validação do modelo. No entanto, um modelo simples deve ser elaborado, para que o custo computacional de se realizar o diagnóstico em tempo real e o controle da válvula não se torne proibitivo para o hardware utilizado em sua eletrônica. O objetivo, portanto, não é modelar todas as variáveis do funcionamento da válvula, mas apenas aquelas de maior importância para a detecção das falhas mais comuns.

O conhecimento obtido sobre os fenômenos que ocorrem internamente na válvula, assim como a noção de como estes fenômenos são afetados pelas condições ambientais e de trabalho a que a válvula estará submetida são de grande valia para a realização de simplificações e delineamento dos limites do sistema de diagnóstico.

Os fatores identificados nesta pesquisa como essenciais para o acompanhamento das condições da válvula são:

1. Características do fluido (viscosidade, massa específica);
2. Temperatura do fluido;
3. Diferença de pressão na válvula;
4. Corrente do solenóide;
5. Posição do carretel;
6. Sinal de comando para a válvula.

A partir da pesquisa realizada foi possível obter modelos comportamentais matemáticos físicos primários (FERREIRA, 1997) que representam os componentes da válvula e os fenômenos físicos que teoricamente influem no comportamento dinâmico e estático da mesma em relação aos fatores acima enumerados. Associando-se estes modelos de acordo

com a estrutura da válvula utilizada, foi possível obter um modelo matemático físico que representa os fatores identificados acima como essenciais para o monitoramento da condição da válvula de acordo com o exposto em 2.1.4.1. No entanto, alguns dos dados necessários para parametrizar o modelo não podem ser obtidos em catálogos de fabricantes, e mesmo com a realização de medições nos componentes da válvula. Foram então realizados experimentos para identificar os fatores mais sensíveis às falhas mais comuns de maneira a simplificar os modelos pela exclusão de parâmetros pouco importantes e de difícil definição. Em adição, foi sugerida uma maneira para a extração dos parâmetros da válvula necessários ao modelo a partir dos ensaios realizados, de modo que o modelo comportamental matemático passa a ser algébrico (FERREIRA, 1997), mas sem perder a relação com seu equivalente físico.

Para a realização dos ensaios necessários para a delimitação das variáveis de interesse, para a parametrização do modelo e validação do mesmo, foi utilizada a bancada de ensaios de válvulas do Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos – LASHIP. Os circuitos hidráulico e elétrico da mesma são apresentados a seguir.

3.1 Bancada de ensaios

A bancada de ensaios da Hidráulica 1 no LASHIP (Figura 20) é servida pela Unidade de Potência e Condicionamento Hidráulico (UPCH) mostrada na Figura 21. Esta unidade é capaz de controlar vazão, pressão e temperatura, possuindo vazão máxima de 100 dm³/min (100 lpm), pressão máxima de 20 MPa (200 bar) e temperatura máxima de trabalho de 60°C, limitada pela temperatura de degradação do fluido hidráulico. Este trabalho não utiliza todos os recursos da bancada e da UPCH, de maneira que serão apresentados no circuito da Figura 22 apenas os componentes de interesse para a compreensão das funções utilizadas.

O fluido hidráulico utilizado é classificação ISO VG32, como requisitado pela norma 10770-1 (ISO, 1998) para o ensaio de válvulas de controle hidráulicas eletricamente moduladas de quatro vias.

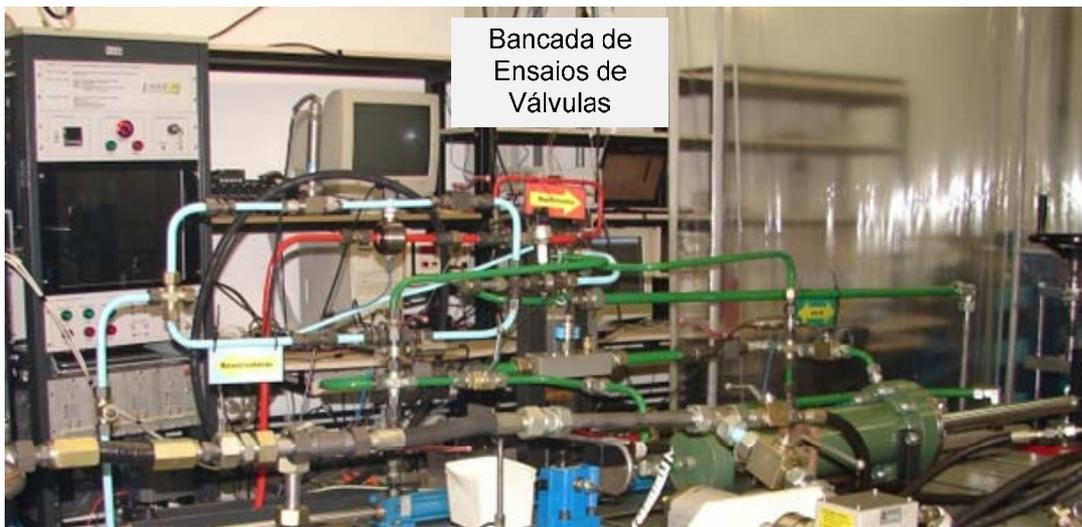


Figura 20 – Bancada de ensaio de válvulas.

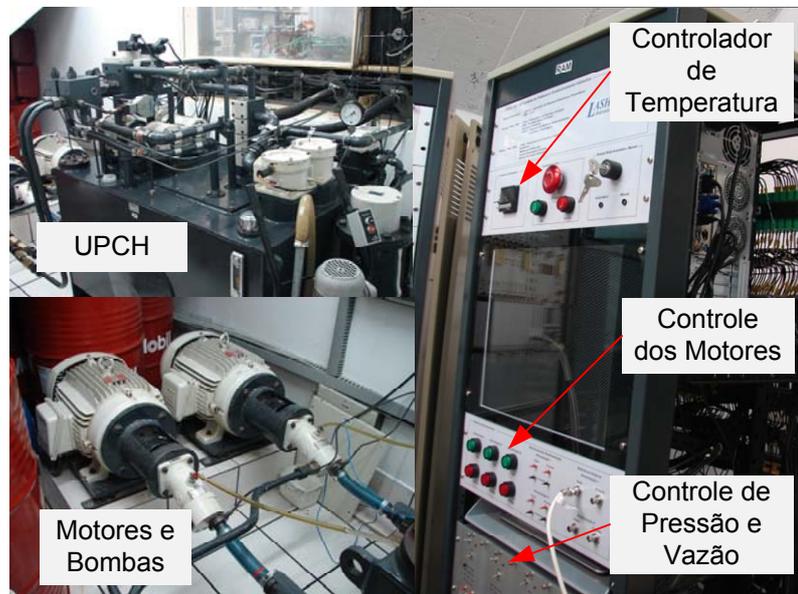


Figura 21 – Unidade de Potência e Condicionamento Hidráulico.

3.1.1 Circuito hidráulico

O circuito hidráulico da bancada de ensaios utilizada neste trabalho está em conformidade com a norma 10770-1 (ISO, 1998) para ensaios desta natureza, e a simbologia da Figura 22 está de acordo com a norma 1219-1 (ISO, 2006). A Tabela 4 descreve os componentes que fazem parte do circuito hidráulico, assim como os transdutores e transmissores instalados na bancada para os ensaios.

Tabela 4 – Componentes da bancada de ensaios e da UPCH.

Circuito hidráulico da UPCH	
Descrição	Componente
Reservatório de 500 litros	0T1
Filtro da linha de retorno	0FT1
Motor elétrico de 30 cv	0M1
Motor elétrico	0M2
Bomba de pistão axial de eixo inclinado 30 dm ³ /min (30 lpm)	0P1
Bomba centrífuga	0P2
Termopar tipo “J” (Fe-CuNi) do controlador de temperatura	0S1
Reservatório de 500 litros	0T1
Válvula limitadora de pressão	0V1
Válvula de retenção	0V2
Válvula limitadora de pressão proporcional	0V3
Válvula controladora de vazão proporcional	0V4
Válvula de esfera	0V5,0V6
Válvula direcional de 3 vias	0V7
Trocador de calor de aquecimento (resistências)	0Z1
Trocador de calor de refrigeração (óleo/água)	0Z2
Indicador de pressão de suprimento	0Z3
Circuito hidráulico da bancada de ensaios	
Cilindro assimétrico – diâmetro do êmbolo 101,6 mm (4”), diâmetro da haste 44,5 mm (1” ¾), curso 600 mm	1A1
Filtro da linha de suprimento	1FP1
Transmissor de pressão HBM P15RVA1/200B, faixa de medição de 0 a 20 MPa, incerteza de medição de ± 1%.	1S1,1S4
Termopar tipo “J” (Fe-CuNi) do controlador de temperatura com faixa de medição calibrada de 30 °C a 65 °C, erro máximo de 0,4 °C ² em conjunto com HBM MGC Plus AB22, ML801B/ML78B e AQX 4350/Simulink	1S2,1S3,1S9, 1S11
Transdutor de vazão Ramapo Target V ½ - SB, faixa de medição de 1 a 11 dm ³ /min, com incerteza de 0,5% VFE	1S5
Transdutor de posição de efeito Hall com faixa de medição calibrada e compensada de 0 a 3,2 mm, de 30 °C a 60 °C, com erro máximo de 0,06	1S6

² Erro máximo após a exclusão do erro sistemático no condicionamento do sinal realizado pelo Simulink. O erro máximo sem a exclusão do erro sistemático, apenas com o condicionamento realizado pela HBM MGC Plus, é de 0,8 °C (Figura 65 do Apêndice 1).

mm em toda a faixa, e 0,021 mm dentro da faixa linear da válvula a 40 °C (em conjunto com a eletrônica MX30/HDR01B e um polinômio de 7ª ordem implementado no Simulink pelo diagrama de blocos da Figura 64 do Apêndice 1)	
Transdutor de corrente (resistor <i>shunt</i> 0,560 Ω 5% 5 W), não calibrado	1S7
Transdutor de pressão Servus TPE 350, faixa de medição de 0 a 35 MPa, incerteza de medição de $\pm 0,3\%$ VFE com a Ponte Alfa	1S8
Transmissor de vazão Webtec CT60 5V BB6, faixa de medição de 3,63 a 60 dm ³ /min, incerteza de medição de $\pm 1\%$	1S10
Transdutor de pressão Servus TPE 200, faixa de medição de 0 a 20 MPa, incerteza de medição de $\pm 0,2\%$ VFE com a Ponte Alfa	1S12
Transmissor de posição Balluf BTL5-A11-M1000-P-S32, faixa de medição de 0 a 1000 mm, incerteza de medição de 0,02% VFE	1S13
Válvula direcional servoproporcional simétrica Hydrus HDR01	1V1
Válvula de esfera	1V2,1V3,1V4, 1V5,1V6,1V7

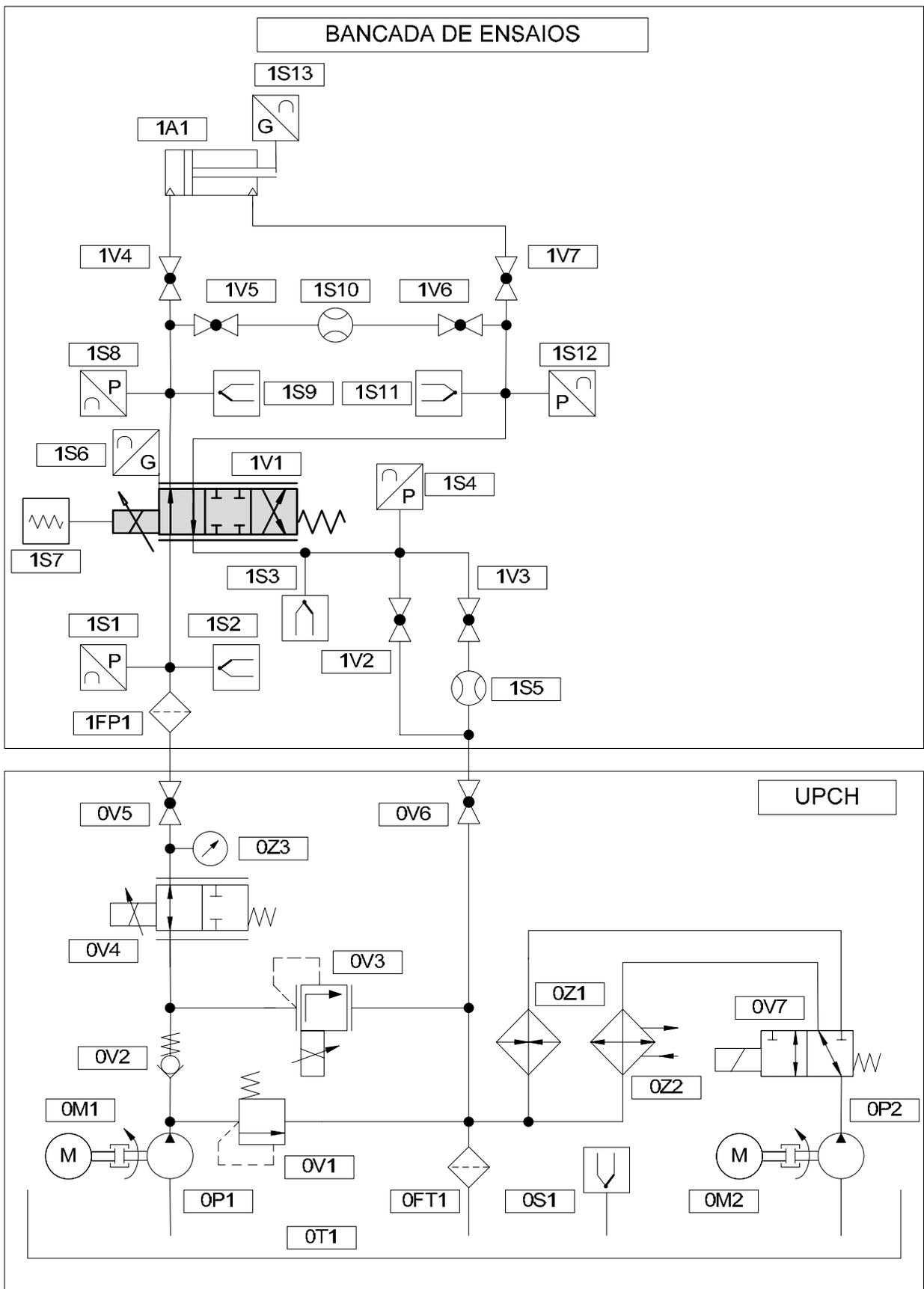


Figura 22 – Circuito hidráulico da UPCH e da bancada de ensaios.

3.1.2 Aquisição de dados

A aquisição dos dados referentes às grandezas analisadas neste trabalho foi realizada por um conjunto de componentes de medição, condicionamento, e armazenamento de dados integrados à bancada de ensaios. Alguns destes componentes são exibidos na Figura 23. O circuito elétrico que os integra (Figura 24), assim como uma breve descrição da natureza e funções de cada componente são apresentados a seguir.

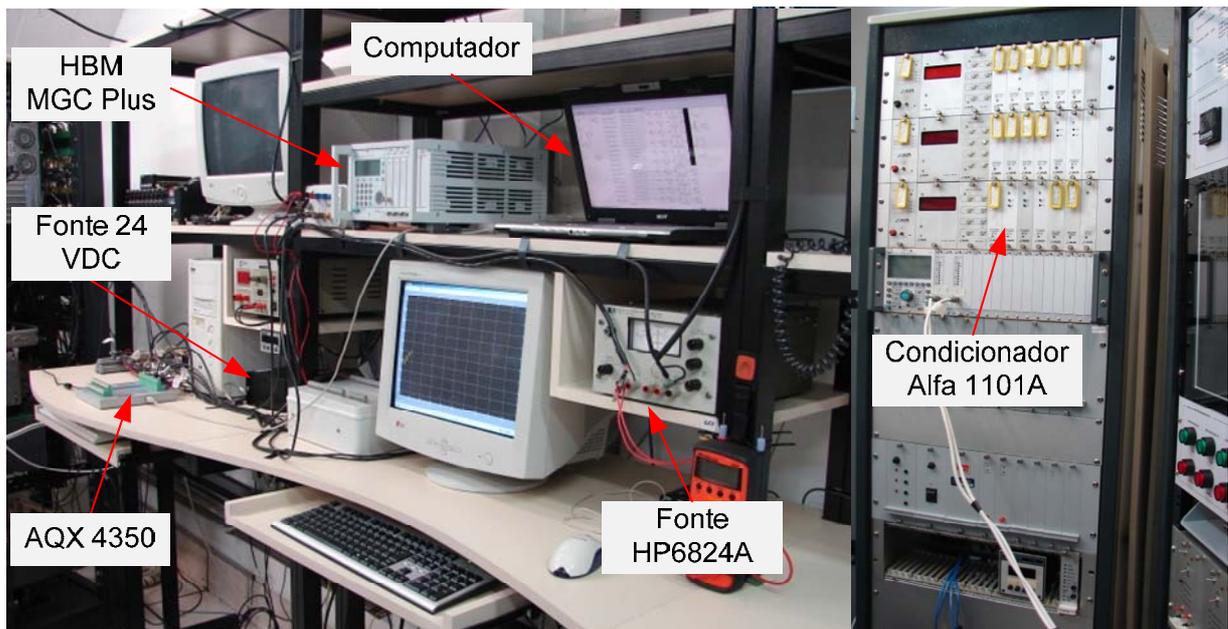


Figura 23 – Equipamentos de condicionamento, aquisição e armazenamento de dados.

AQX 4350

Utilizado para a conversão de dados analógicos 0-10 V e 0-5 V para meio digital, assim como para a conversão de sinais digitais em sinais analógicos de 0-10 V. Usado em conjunto com os softwares Aquisição (monitoramento) e Simulink (monitoramento e ensaios) para monitorar os transdutores da bancada.

O AQX 4350 também é responsável por gerar os sinais de comando para a válvula, sejam eles amplificados pela fonte HP6824A ou fornecidos diretamente à eletrônica para válvulas MX30/HDR01B.

HP 6824A

Fonte AC/DC e amplificador utilizado para amplificar o sinal da AQX para gerar o comando do solenóide. Também utilizada como fonte de tensão para a geração dos sinais controlados manualmente.

HBM MGC Plus AB22A

Utilizado para condicionar os sinais dos quatro termopares utilizados, através do módulo ML801B em conjunto com o módulo AP809, e fornecer sinais de 0-10 V através do módulo ML78B em conjunto com o módulo AP78 correspondentes à leituras de 0 a 100 °C para o AQX 4350.

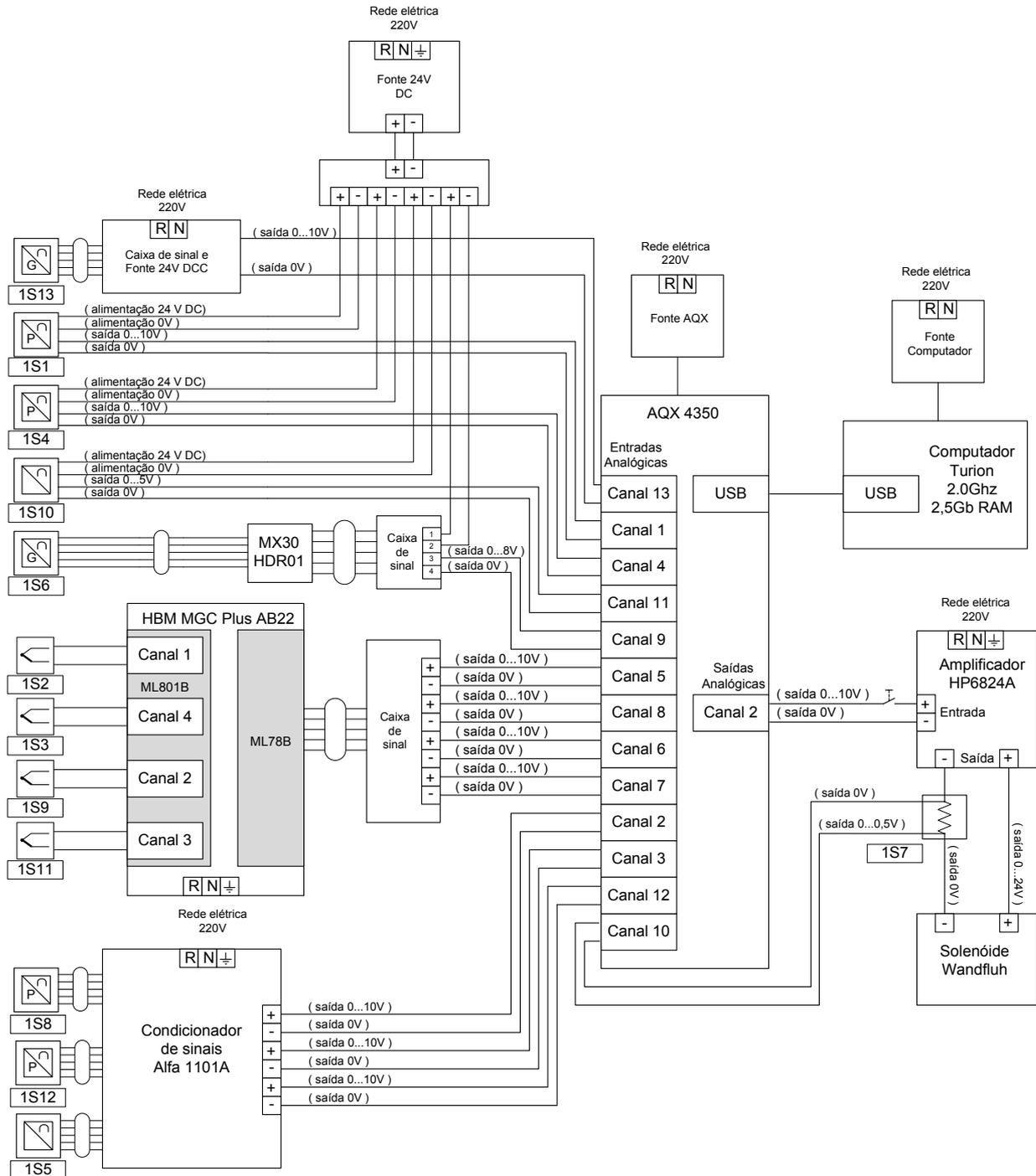


Figura 24 – Circuito elétrico da bancada de ensaios.

Condicionadores Alfa

Utilizados para alimentar e condicionar os sinais dos transdutores de pressão das vias A e B, além do transdutor de vazão Ramapo Target. Suas saídas são de 0-10 V.

Sondas térmicas

Os termopares do tipo “J” mencionados na Tabela 4 foram confeccionados e calibrados em banho termostático no Labtermo/UFSC, sendo instalados em sondas térmicas (Figura 25) projetadas especificamente para o bloco “NG6-NG10 ECO” da bancada de ensaios de válvulas. Os termopares ficam instalados o mais próximo possível da saída das vias da válvula procurando, contudo, minimizar perturbações no escoamento.

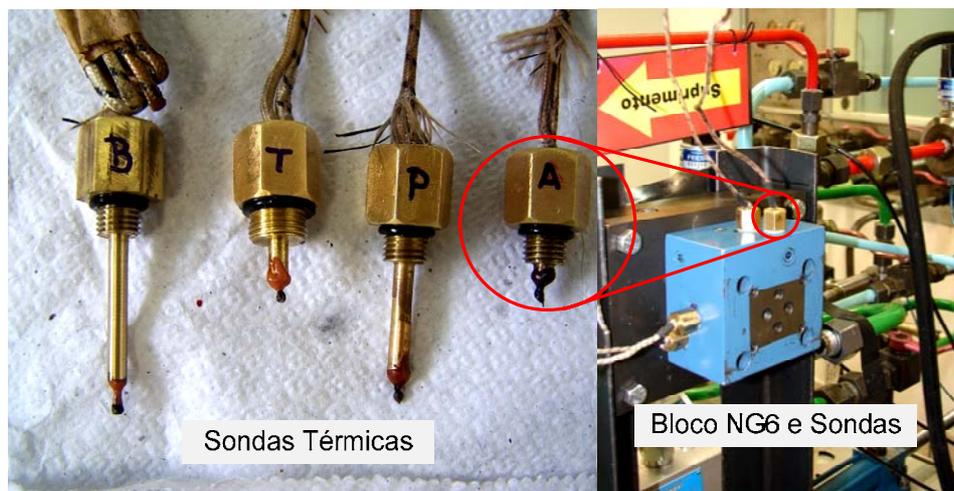


Figura 25 – Sondas térmicas e bloco NG6-NG10 ECO.

3.1.3 Válvula Hydrus HDR01

A válvula Hydrus HDR01 (Figura 2 e Figura 26) é uma válvula servoproporcional de um solenóide desenvolvida no LASHIP/UFSC em parcerias com as empresas Hydrus Tecnologia Hidráulica e Reivax Automação e Controle no âmbito de projeto FINEP/CT-Energ. Sendo que estão disponíveis os dados construtivos da válvula e de seus componentes, além da relativa facilidade de se conseguir peças para o reparo da válvula após a realização de ensaios destrutivos, a HDR01 foi escolhida para a execução deste trabalho. Abaixo são descritos os principais componentes que compõem a válvula neste experimento.

Sensor de efeito Hall

Instalado no corpo da válvula, mede a posição do carretel de acordo com a proximidade do campo magnético do ímã instalado em uma das extremidades do carretel. É condicionado pela MX30/HDR01B. Para este trabalho, o sensor Hall foi calibrado com uma mesa micrométrica instalada na válvula e os resultados do conjunto utilizado neste trabalho estão na Tabela 4. Com os resultados desta calibração foi possível criar um polinômio utilizado

para transformar o sinal não-linear de tensão no deslocamento em milímetros e também criar um modelo para corrigir a variação destas leituras com a temperatura do fluido hidráulico. Suas medições são utilizadas para a avaliação da válvula e para fechar a malha de posição do carretel.

Shunt de corrente

O resistor de $0,560 \Omega$ utilizado para implementar o *shunt* foi instalado na saída da fonte HP6824A em série com o solenóide da válvula para medir a corrente na bobina do solenóide e implementar a malha fechada de corrente.

MX30/HDR01B

Trata-se do sistema eletrônico para válvula desenvolvida pela Hydrus e pela Reivax composta por duas placas de circuito integrado, a MX30 e a HDR01B. Estas são capazes de amplificar o sinal de comando para a válvula, implementar as malhas fechadas de posição carretel e de corrente no solenóide, fornecer os sinais de posição do carretel e corrente no solenóide e, se desejável, implementar a malha da posição do carretel do segundo estágio de uma válvula que use a HDR01 como primeiro estágio ou de um atuador comandado pela mesma. Neste trabalho a eletrônica foi utilizada apenas o condicionamento inicial do sensor de efeito Hall, sendo que as malhas fechadas necessárias para a execução dos experimentos e a filtragem dos sinais do sensor Hall foram implementadas no MatLab Simulink em conjunto com a AQX4350.

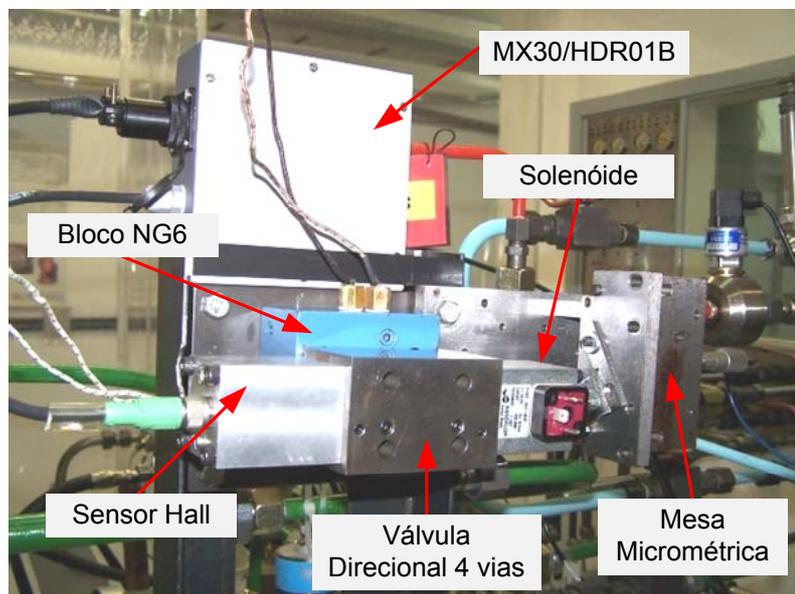


Figura 26 – Válvula HDR01 e eletrônica MX30/HDR01B.

3.1.4 Software

Para a aquisição, condicionamento, e armazenamento de dados gerados pelos sensores da bancada de ensaios e dos modelos implementados neste trabalho, assim como para a geração de sinais de comando, foram utilizados software do pacote do MatLab 7.2. A integração entre estes e os componentes físicos da bancada de ensaios é mostrada na Figura 27. Uma breve descrição da função realizada em cada software é dada a seguir.

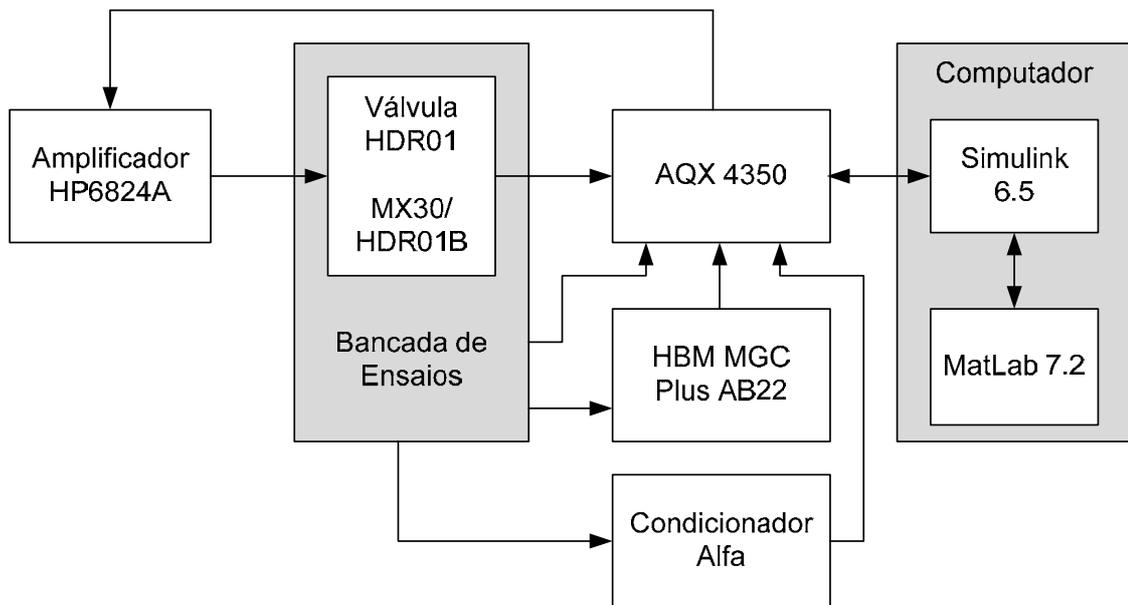


Figura 27 – Fluxo de informações entre a bancada de ensaios e os modelos do Simulink (Figura 67 do Apêndice 1).

Matlab 7.2

Utilizado para a realização de operações com matrizes de dados, geração de gráficos e armazenamento dos dados dos experimentos em arquivos. Recebe estes dados do diagrama de blocos da Figura 67 do Apêndice 2. O MatLab também é utilizado para definir as variáveis utilizadas nos diagramas de blocos do Simulink.

Simulink 6.5

Utilizado para a interface com o AQX 4350; geração de sinais; amplificação, filtragem e correção polinomial de sinais da bancada de ensaios; além de implementar as malhas fechadas e os modelos utilizados neste trabalho. Registra todos os dados obtidos no *workspace* do MatLab 7.2.

3.2 Ensaios de caracterização da válvula

Os experimentos aqui descritos são baseados nos experimentos da norma ISO 10770-1 (ISO, 1998), que normatiza os métodos de teste para válvulas hidráulicas eletricamente moduladas de quatro vias. Todos os dados gerados pelos instrumentos instalados na

bancada de ensaios foram registrados durante um espaço de tempo adequado para a observação dos fenômenos de interesse, e armazenados em arquivos. Em alguns casos específicos, o resultado de operações *on-line*, como o cálculo de diferenças de pressão e temperatura também foram registrados. Esta medida foi tomada para permitir a realização de outros cruzamentos de dados além dos originalmente descritas pelos experimentos na ISO 10770-1 (ISO, 1998) após a realização dos ensaios, evitando a repetição de experimentos já realizados.

Os ensaios foram realizados sem o uso da eletrônica MX30/HDR01B original da válvula, exceto pela função de condicionamento do sinal do sensor Hall. Esta medida foi tomada para que se pudesse registrar apenas o comportamento da válvula, e não do conjunto válvula/eletrônica/controlador. Desta forma obteve-se isenção dos efeitos da dinâmica da eletrônica e de seus controladores sobre os resultados, além de liberdade sobre a forma de implementação dos controladores quando estes se mostraram necessários. Os ensaios preliminares realizados para a calibração e condicionamento de transdutores realizados antes dos ensaios descritos a seguir podem ser consultados no Apêndice 1.

3.2.1 Vazamento interno

Para a realização do ensaio de vazamento interno, a pressão de suprimento (p_s) foi ajustada para 10 MPa (100 bar) acima da pressão de retorno.

A temperatura de suprimento (T_s) da UPCH foi ajustada na maioria dos ensaios para operar a 40 ± 1 °C, com o sistema de resfriamento acionando acima de 40°C e o sistema de aquecimento acionando abaixo de 38 °C, com histerese de 1°C em ambos os casos para evitar acionamentos causados por ruídos ou pequenas flutuações de temperatura. Como a tendência da unidade é de aquecimento, já que os componentes da UPCH dissipam calor no fluido, na prática a temperatura da unidade oscila entre 41 °C, quando o controlador aciona o sistema de refrigeração, e 39°C, quando o controlador o desliga. Estas margens respeitam os limites impostos pela norma ISO 10770-1 (ISO, 1998), que estipula que os ensaios devem ser realizados a $40^\circ\text{C} \pm 6$ °C, mesmo quando levado em consideração o erro do termopar usado no sistema de controle de temperatura.

Ensaio a $30 \text{ }^\circ\text{C} \pm 1$ °C (resfriamento acionando acima de 30 °C e aquecimento acionando abaixo de 28 °C), a $50 \text{ }^\circ\text{C} \pm 1$ °C (resfriamento acionando acima de 50 °C e aquecimento acionando abaixo de 48 °C) e a $60 \text{ }^\circ\text{C} \pm 1$ °C (resfriamento acionando acima de 60 °C e aquecimento acionando abaixo de 58 °C) também foram realizados para caracterizar o comportamento da válvula com a variação da temperatura.

As vias A e B permaneceram fechadas pelas válvulas de esfera 1V4, 1V5, 1V6 e 1V7 durante todo o ensaio. A medição do vazamento foi realizada através do transdutor de vazão Ramapo Target, com a abertura da válvula 1V3 e o fechamento da válvula 1V2.

Após a unidade entrar em equilíbrio térmico e a válvula ser operada durante 30 minutos para que o fluido aquecido circulasse pela tubulação (válvulas 1V5 e 1V6 abertas e 1V4 e 1V7 fechadas), as válvulas 1V5 e 1V6 foram fechadas e foi aplicada uma senóide gerada pelo Simulink/AQX 4350 e amplificada pela fonte HP6824A com período de 10 segundos durante 200 segundos antes do registro de cada ensaio.

Após estes procedimentos, dois ensaios foram realizados:

3.2.1.1 Ensaio manual

Foi realizado com a mudança manual da tensão aplicada ao solenóide ao longo de toda a faixa de deslocamento da válvula (0 a 3,5 mm).

A posição e os dados correspondentes a vazamento interno, pressões em todas as vias, temperaturas em todas as vias e corrente no solenóide foram manualmente registrados após uma espera de 5 minutos em cada ponto.

O ensaio, no entanto, apresentou dificuldades com o fenômeno *stick and slip* no movimento do carretel. Não era possível repetir as mesmas posições em todos os ensaios, e o carretel se movia em “saltos” de uma posição a outra, levando à necessidade da realização do ensaio automatizado para que mais pontos fossem registrados. O resultado deste ensaio pode ser visto na Figura 28:

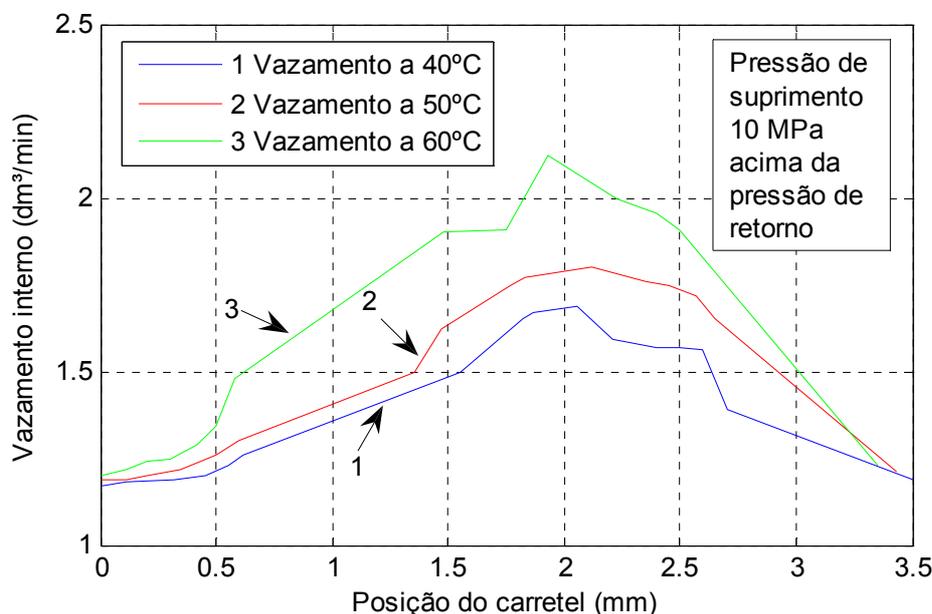


Figura 28 – Vazamento interno x posição do carretel - ensaio manual.

3.2.1.2 Ensaio automatizado

Foi realizado com uma senóide gerada pelo Simulink/AQX 4350 e amplificada pela fonte HP6824A, de período igual a 10 s em malha aberta. As mesmas condições de temperatura e pressão de suprimento foram utilizadas, assim como os procedimentos pré-ensaio estabelecidos pela norma ISO 10770-1 (ISO, 1998).

As medições de pressão e temperatura para todas as vias, vazamento interno, corrente no solenóide, e posição do carretel foram automaticamente registradas a uma taxa de amostragem de 0,005 ms durante 20 s.

Seguindo o método descrito acima, obteve-se a Figura 29.

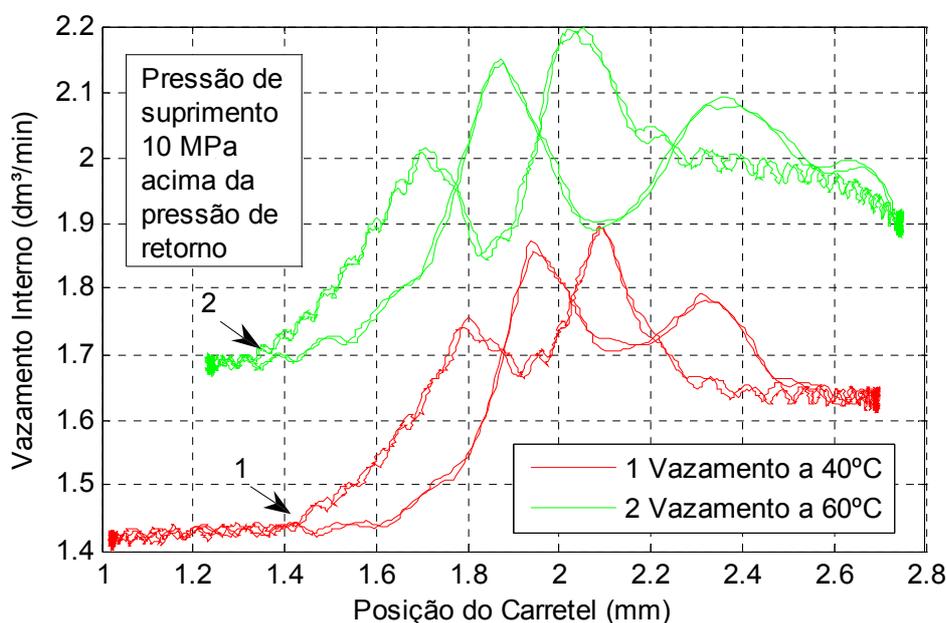


Figura 29 – Vazamento interno x posição do carretel – ensaio automatizado.

Dos ensaios exibidos na Figura 29 pode-se observar que o vazamento interno é sensível à mudança de temperatura, graças às mudanças nas propriedades do fluido hidráulico. Percebe-se também a histerese do transdutor de vazão 1S5, assim como a variação da resposta do transdutor de posição do carretel 1S6, que desloca ligeiramente para a esquerda as leituras a altas temperaturas. O ensaio manual, exibido na Figura 28 confirma o comportamento geral do vazamento interno, que aumenta nas proximidades do centro da válvula, mas discorda quanto aos diferentes picos de vazamento na posição central. Os picos provavelmente causados pela dinâmica das válvulas limitadoras de pressão 0V1 e 0V4 da UPCH já que o sistema automatizado não mantém uma determinada posição do carretel por tempo suficiente para a estabilização da pressão. Já a histerese observada é inerente ao transdutor de vazão Ramapo Target 1S5 em vazões muito próximas do limite inferior de sua faixa de medição. Deve-se levar em consideração as dificuldades na realização do ensaio manu-

al, que impossibilitam a obtenção de dados no mesmo ponto por não permitir a realimentação de posição.

O vazamento interno da válvula pode ser utilizado em laboratório para avaliar o desgaste do carretel e da camisa da válvula, que é caracterizado pelo aumento do vazamento causado pelo aumento da folga radial da válvula. Tal desgaste pode levar a um maior desperdício de energia por parte da válvula, em especial quando esta se encontra fechada, algo indesejável em sistemas de forma geral. Este desperdício leva o sistema a operar em temperaturas acima do normal. O aumento da folga radial também leva a uma diminuição da razão de amortecimento ζ_v da válvula e do seu coeficiente de atrito viscoso efetivo B_e causando oscilações ou instabilidade, dependendo dos ganhos dos controladores que fecham as malhas de posição e corrente. Para o diagnóstico *on-line*, no entanto, este ensaio tem pouco valor, já que são necessárias condições de circuito hidráulico, pressão de suprimento e transdutores específicos para sua realização.

3.2.2 Posição do carretel versus corrente no solenóide a uma queda de pressão constante na válvula (temperatura constante)

Este ensaio foi realizado para uma T_s de 40 °C e queda de pressão constante. As válvulas 1V6 e 1V2 permaneceram abertas, enquanto as válvulas 1V4, 1V7 e 1V3 permaneceram fechadas. A tensão na válvula, a p_s e a abertura da válvula 1V5 foram controladas manualmente para manter as condições de ensaio.

O ensaio, no entanto, não obteve resultados satisfatórios devido à dificuldade de se controlar a válvula em malha aberta de posição e corrente com a mudança de queda de pressão. À medida que a queda de pressão era ajustada, mudava também a posição do carretel, forçando-o, por vezes, a entrar na zona de instabilidade. Isto porque ao mudar a pressão de carga, muda-se também a vazão e a força de mola hidráulica atuante sobre o carretel, levando-o a uma nova posição de equilíbrio para a corrente aplicada no solenóide. Este fato gerava oscilações no carretel que contaminavam os ensaios para a obtenção da histerese, já que o carretel não pode mudar de sentido durante o ensaio. O registro dos dados foi feito manualmente, e como poucos pontos de qualidade por curva foram obtidos se comparados aos registros dos ensaios automatizados, seus dados foram desconsiderados.

3.2.3 Posição do carretel x corrente no solenóide para uma dada faixa de p_s (T_s constante)

Após o insucesso dos experimentos descritos em 3.2.2 e com as dificuldades em inserir uma válvula de pressão eletricamente modulada no lugar da válvula de esfera 1V5 para que fosse possível implementar uma malha fechada para controlar a queda de pressão na

válvula, optou-se por modificar o experimento e manter a p_s relativamente constante durante os ensaios. Como o ensaio é realizado sem atuador com a via A da válvula ligada à via B, praticamente não há pressão de carga, fazendo com que a queda de pressão total na válvula seja semelhante à p_s .

Com esta medida, pode-se notar que entre a abertura total e o fechamento da válvula, a queda de pressão total na válvula não variou mais que 0,6 MPa (6 bar) para todos os ensaios, devido à variação da vazão e às características das válvulas 0V4 e 0V5 da UPCH.

Para tanto, os ensaios foram realizados com as válvulas 1V4 e 1V7 fechadas e 1V5 e 1V6 abertas. Quando o transmissor de vazão 1S10 foi utilizado, a válvula 1V2 permaneceu aberta ao passo que a válvula 1V3 permaneceu fechada. No entanto, a faixa de medição deste transmissor começa em 3,63 dm³/min, e sua saída satura em zero dm³/min para vazões menores que este valor. Portanto, para medir as vazões em torno do centro da válvula o transdutor de vazão 1S5 foi utilizado. Por estar localizado na linha de retorno, o vazamento interno da válvula é somado à vazão da mesma e, portanto, estas medições servem apenas para fornecer uma noção do comportamento da válvula no entorno da posição central. Neste ensaio 1V2 permaneceu fechada e a válvula 1V3 permaneceu aberta.

Durante os primeiros ensaios foi detectada uma faixa linear na válvula, limitada por uma faixa instável inferior e outra faixa instável superior. Ao entrar nas faixas instáveis, o carretel desloca-se para a posição de abertura máxima (P-A e B-T para a faixa inferior, e P-B e A-T para a via superior) movendo-se apenas após uma considerável variação na corrente, que deslocava o carretel diretamente para a vizinhança do centro da válvula. Tal comportamento gera picos de pressão na unidade de potência da bancada e distorce os dados obtidos, dada a velocidade com que o carretel se move para dentro e para fora das faixas instáveis.

Estas faixas ocorrem devido a não-linearidades do solenóide, que perde bruscamente sua força ao entrar na faixa inferior (0 a 1,2 mm) e devido a um desbalanceamento entre as áreas do carretel expostas à pressão de retorno na faixa superior (2,5 a 3,5 mm). Com o aumento da vazão causado pela abertura da válvula, a pressão na via de retorno aumenta, criando uma força no carretel que tende empurrá-lo para seu deslocamento máximo. Isto ocorre em razão da perda de carga nos caminhos internos da válvula e no bloco NG6-NG10 ECO que a conecta à bancada de ensaios. Estes fenômenos podem ser evitados com a imposição de limites físicos na válvula que impeçam que o solenóide chegue à faixa de descontinuidade na força e que o carretel chegue à faixa onde as forças de escoamento são superadas pela força gerada pelo aumento da pressão na via de retorno. Por sua vez também determinam a faixa nominal de deslocamento da válvula.

Foi determinado então que os ensaios seriam realizados apenas dentro da faixa linear da válvula, que vai de 1,25 e 2,45 mm. Tais limites foram impostos através da limitação da corrente aplicada ao solenóide da válvula.

O ensaio foi realizado executando inicialmente uma rampa de subida de 0 a 0,8 A em 5 s e uma rampa de descida de mesma inclinação até 0 A. Com os dados obtidos neste ensaio, foi possível determinar o centro e a amplitude da senóide de corrente utilizada como comando para evitar que o carretel se deslocasse até as faixas de instabilidade. O limite máximo foi obtido observando a corrente para a qual o carretel atingia 2,45 mm, e o limite mínimo foi obtido observando a corrente para a qual o carretel atingia 1,25 mm. Esta medida foi adotada para comportar o fenômeno da histerese na válvula, criado principalmente pelas propriedades magnéticas do solenóide (remanência) e pelo atrito estático das partes móveis da válvula. A amplitude foi obtida diminuindo-se a corrente mínima da corrente máxima e dividindo o resultado por dois. O centro da senóide de corrente foi obtido somando a amplitude ao limite mínimo. Para evitar picos de pressão no equipamento, foi utilizada uma rampa de subida até a corrente central da senóide, e então aplicado o sinal de seno a partir desta posição. A inclinação desta rampa foi obtida dividindo-se o valor correspondente ao centro da senóide por 5.

Durante os ensaios, as variações de temperatura da bobina causadas pela solicitação do solenóide e pela passagem do fluido pela válvula faziam com que a resistência da bobina se alterasse, modificando os limites de tensão a serem aplicados para que se obtivesse a corrente desejada. Para garantir que a corrente no solenóide era a mesma ordenada pelo modelo, a malha fechada de corrente no solenóide (Figura 67 do Apêndice 2) foi implementada com um controlador PI de ganhos 6 (proporcional) e 10 (integral) utilizando o sinal do *shunt* instalado na saída da fonte HP6824A. O *shunt* continua exposto às condições ambientais da sala, no entanto estas variam bem menos do que a temperatura do solenóide devido ao condicionamento do ar do laboratório. Como os ensaios foram realizados com malha aberta de posição do carretel e a remanência é um fenômeno aleatório, nem sempre o método fez com que o carretel respeitasse exatamente os limites impostos. Por este motivo, os experimentos que invadiram a faixa de instabilidade foram descartados e refeitos.

Antes do registro das medições, a válvula permaneceu em movimento senoidal dentro da faixa linear durante 200 segundos. Então os dados foram registrados de maneira automática a uma taxa de amostragem de 5 ms. Os ensaios com sinal de comando senoidal de período igual a 20 s foram registrados durante 20 s, armazenando um ciclo completo da senóide; os com sinal de comando senoidal de período igual a 10 s foram registrados durante 30 s; e os com sinal de comando senoidal de período igual a 5 s foram registrados por 15 s, registrando três ciclos completos da senóide.

O ensaio foi realizado a 40 °C, com p_s de 1 MPa (10 bar), 2 MPa (20 bar), 3 MPa (30 bar), 4 MPa (40 bar), 5 MPa (50 bar), 6 MPa (60 bar) e 7 MPa (70 bar). O resultado dos ensaios pode ser observado na Figura 30.

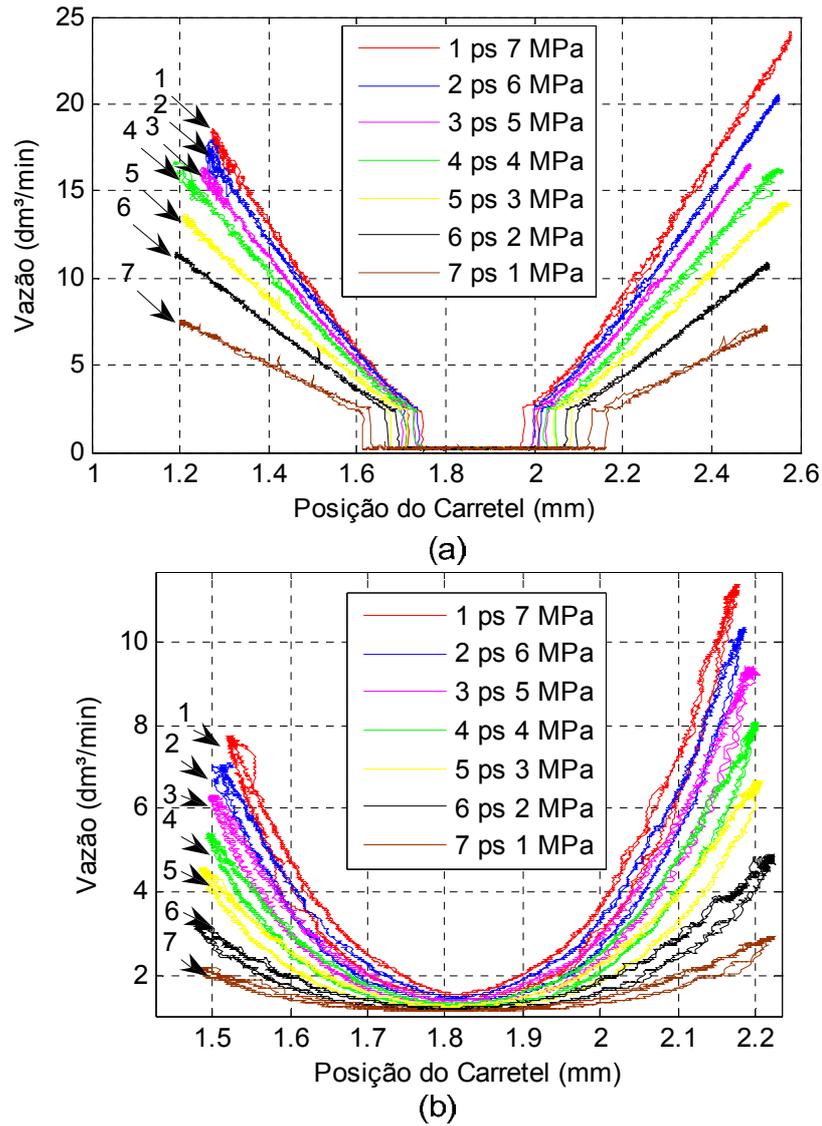


Figura 30 – (a) Vazão na faixa linear x posição do carretel a T_s de 40 °C e múltiplas faixas de p_s ; (b) Vazão em torno do centro da válvula x posição do carretel a T_s de 40 °C e múltiplas faixas de p_s .

Com este ensaio, realizado com um sinal de comando senoidal de período igual a 20 s, é possível observar o efeito da mudança da queda de pressão total na válvula na vazão (Figura 30a e Figura 30b), e por conseqüência, nas forças internas da válvula, representadas pela corrente necessária para o deslocamento do carretel (Figura 31). Nota-se, portanto, a variação da relação entre a vazão e a posição do carretel (Equações (8) e (9)) e a variação da rigidez de mola de Bernoulli K_{esc} (Equações (11), (12) e (13)), que por sua vez afeta a rigidez equivalente K_e (Equação (19)).

Observou-se também que a força necessária para acionar o carretel é razoavelmente linear nos movimentos de deslocamento positivo ou negativo da válvula. O efeito esperado na Equação (14) ocorreu, como pode-se observar pelo aumento da histerese próxima à região central do deslocamento do carretel na Figura 31, mas não foi significativo razão pela qual a mesma pode ser substituída pela Equação (13).

A maior histerese foi percebida a baixas quedas de pressão, com p_s igual ou abaixo de 2 MPa (20 bar). Isto ocorre porque as forças de escoamento são menores a baixas quedas de pressão e baixas vazões, fazendo com que as forças de atrito estático sejam mais significativas no total das forças internas.

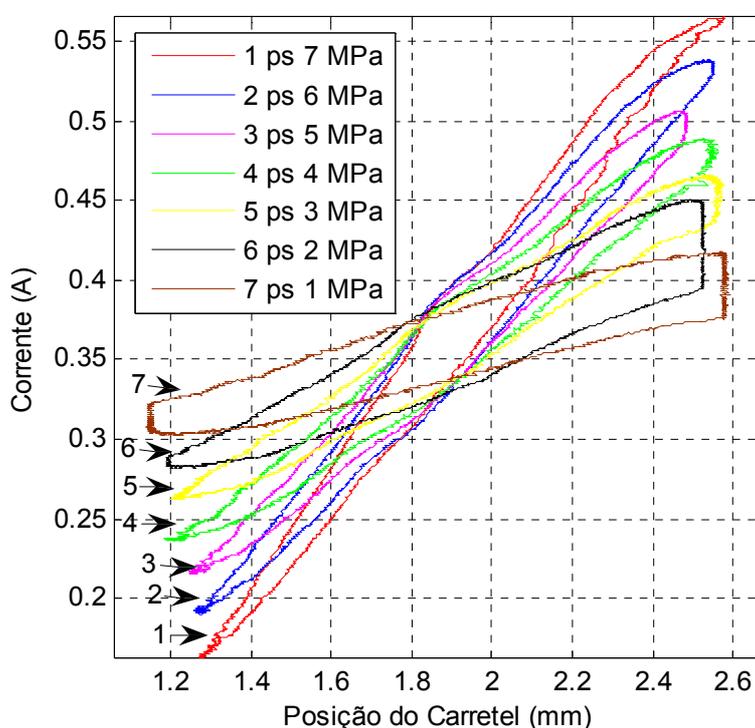


Figura 31 - Corrente x posição do carretel a T_s de 40 °C e múltiplas faixas de p_s .

Em seguida o mesmo ensaio foi realizado para a p_s de 4 MPa (40 bar) e T_s de 40°C, mas desta vez variando a frequência da senóide de comando. O objetivo é avaliar a importância das forças de atrito viscoso no comportamento da válvula.

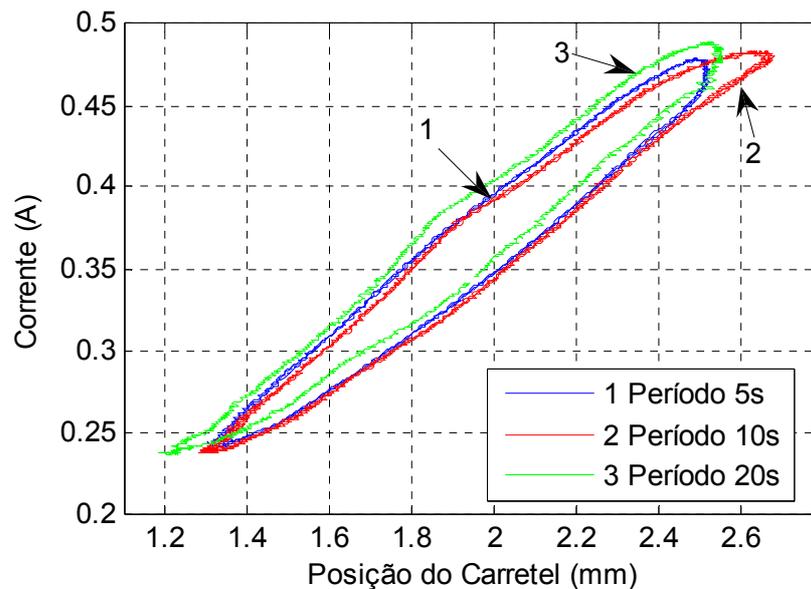


Figura 32 – Corrente x posição do carretel com p_s de 4 MPa e T_s de 40 °C para diferentes frequências de comando senoidal.

Deste ensaio pode-se perceber que diferentes velocidades de deslocamento do carretel pouco afetam as forças internas da válvula se comparadas com o efeito da mudança de posição e variação da queda de pressão total na válvula. Com isto pode-se afirmar que as forças de mola são dominantes sobre as forças de atrito viscoso da válvula. Tais resultados corroboram o que já se esperava a partir da pesquisa bibliográfica da Seção 2.2.2.3 (MERRIT, 1967) e da análise do relatório do desenvolvimento da válvula Hydrus HDR01 (DE NEGRI et al., 2005), que mencionam que as principais forças na válvula são as forças da mola hidráulica e da mola que contrapõe o solenóide.

3.2.4 Posição do carretel x corrente no solenóide para diferentes faixas de T_s (p_s constante)

Este experimento repete as condições e métodos utilizados no ensaio anterior, no entanto o período da senóide foi mantido fixo em 20 s e a p_s foi mantida em 4 MPa (40 bar). As T_s de ensaios foram de 30 °C, 40 °C, 50 °C e 60 °C, utilizando, portanto, toda a faixa de controle de temperatura da UPCH disponível para os ensaios.

Os resultados deste ensaio corroboram o que foi afirmado por Linsingen (2003) e pelo artigo da revista *Hydraulics and Pneumatics* (PENTON MEDIA, 2008) na Seção 2.2.4.3. A temperatura pouco afeta a relação entre a vazão e a posição do carretel ((Equações (8) e (9))), como pode-se observar pela sobreposição das curvas de vazão na Figura 33a e, pouco

afeta a rigidez K_e (Equação (19)), fato que pode ser constatado pela inclinação semelhante das curvas de corrente apresentadas na Figura 33b.

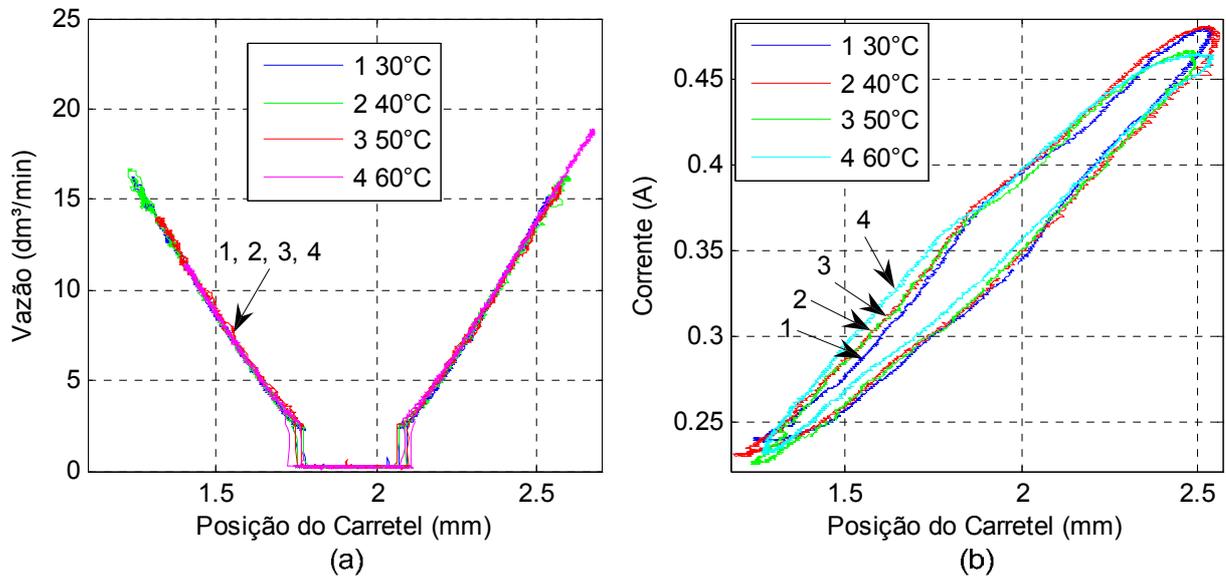


Figura 33 – (a) Vazão x posição do carretel a p_s de 4 MPa e múltiplas faixas de T_s ; (b) Corrente no solenóide x posição do carretel a p_s de 4 MPa e múltiplas faixas de T_s .

Isto se deve à pequena sensibilidade deste tipo de válvula à variações na viscosidade do fluido. Com base nestes resultados, conclui-se que a temperatura do fluido pouco influi nas forças de escoamento interno dentro da faixa analisada neste trabalho. Pode-se, portanto, simplificar o modelo no que tange ao efeito da temperatura, desconsiderando-se as equações da Seção 2.2.4 .

No entanto, se a informação da temperatura de operação estiver disponível, esta pode ser utilizada para alertar o usuário que a temperatura da válvula se aproxima da temperatura limite para a operação adequada do solenóide, que se mostrou bastante sensível a esta grandeza durante os ensaios. Outro motivo para a monitoração da temperatura do sistema pelo usuário é a proteção do fluido hidráulico, que tem sua vida útil drasticamente reduzida com o aumento da temperatura de operação, podendo no futuro gerar problemas para o sistema como um todo.

3.2.5 Ensaio a abertura constante

Este ensaio foi realizado com diferentes aberturas da válvula em ambas as direções. Os experimentos foram realizados a uma T_s de 40 °C a uma p_s de 4 MPa (40 bar). Para que se pudesse manter a repetibilidade do posicionamento do carretel, além da malha fechada de corrente foi implementada a malha fechada de posição do carretel (Figura 67 do

Apêndice 2) utilizando um controlador PI de ganhos 0,1 (proporcional) e 0,4 (integral) usando como realimentação o sinal do sensor Hall. Os ganhos são baixos pelo fato de o sinal do sensor Hall ser consideravelmente ruidoso mesmo após filtragem. Este ruído por vezes aumentava de magnitude, por causas desconhecidas. A amplificação de tais ruídos além do realizado pela implementação no ensaio distorceria os resultados dos experimentos.

Os ensaios, então, foram realizados para uma diferença de pressão entre a via de suprimento e a pressão na via A de 3 MPa (30 bar) e 1 MPa (10 bar) para as posições de 1,32 mm e 1,635 mm e para uma diferença de pressão entre a via de suprimento e a via B de 3 MPa (30 bar) e 1 MPa (10 bar) para as posições de 2,43 mm e 2,12 mm.

Toma-se como exemplo a curva de índice 3 de cada gráfico das Figura 34a, d, b e Figura 34e, e as correspondentes curvas de índice 2 das Figura 34c e f. Pode-se observar que nas Figura 34a e d ambas as curvas de índice 3 representam uma queda de pressão de 3MPa entre a via de suprimento e a via A da válvula. Nas Figura 34b e Figura 34e as curvas de índice 3 representam a diferença de temperatura entre a via de suprimento e a via A da válvula, e novamente este valor é aproximadamente o mesmo. Já nas Figura 34c e f as curvas de índice 2, que correspondem às curvas de índice 3 das figuras anteriormente mencionadas, exibem vazões com valores bem distintos, sendo que a Figura 34c mostra uma vazão de 5 dm³/min para a posição de 1,635 mm do carretel nas condições descritas pela Figura 34a e b, e a Figura 34f mostra uma vazão 3 vezes maior, de 15 dm³/min, para uma posição de 1,32 mm do carretel nas condições descritas pelas Figura 34d e Figura 34e.

Este ensaio indica que, assumindo que as medições de temperatura sejam feitas perto o suficiente do orifício para evitar trocas de calor entre o fluido e o ambiente, a diferença de temperatura depende apenas da queda de pressão no orifício, e não da vazão ou da posição do carretel.

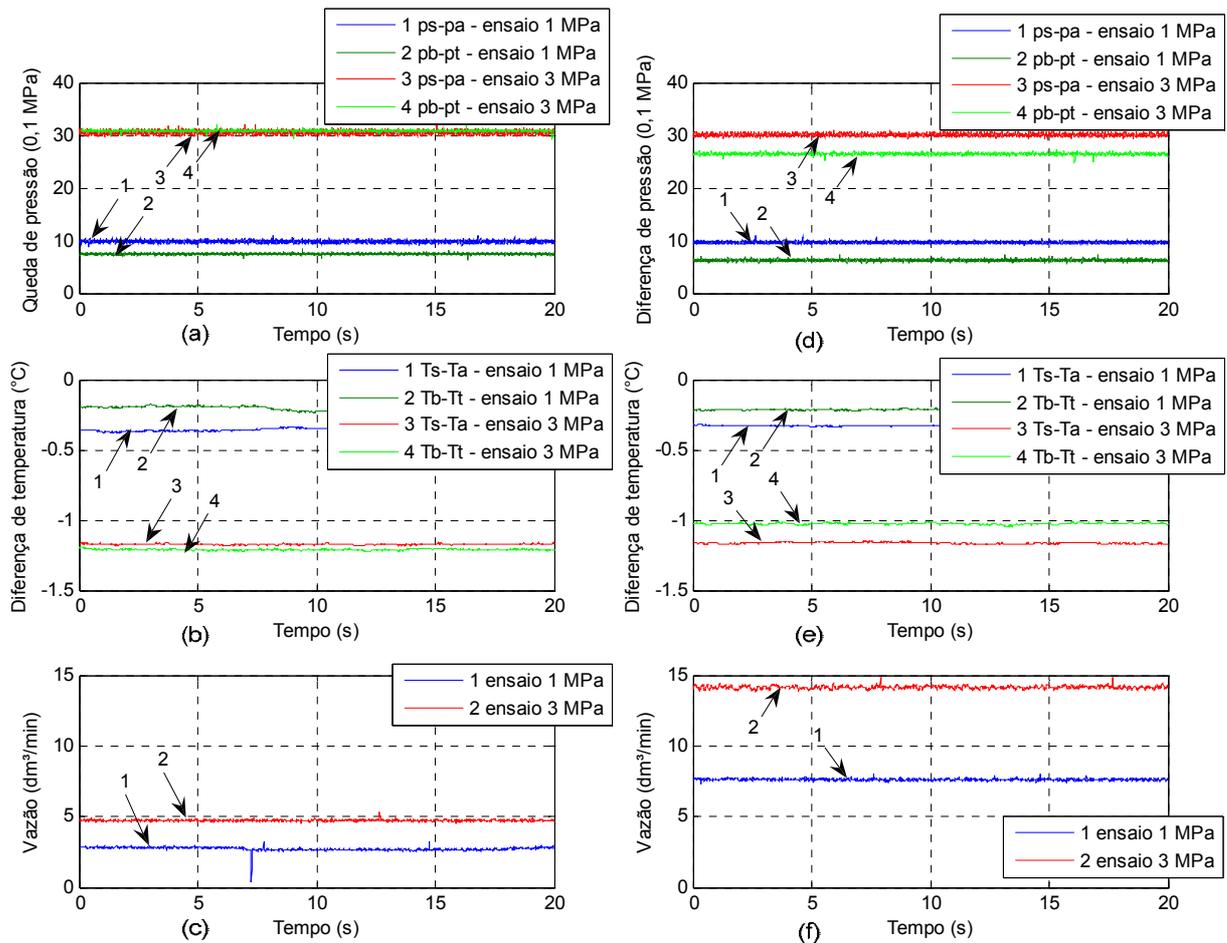


Figura 34 – (a) Queda de pressão; (b) diferença de temperatura e (c) vazão na válvula para posição do carretel igual a 1,635 mm; (d) Queda de pressão; (e) diferença de temperatura e (f) vazão na válvula para posição do carretel igual a 1,32 mm.

Linsingen (2003) e Merrit (1967) descrevem este fenômeno na Equação (35), que é derivada da Primeira Lei da Termodinâmica para o caso específico do escoamento incompressível e uniforme em regime permanente em um volume de controle com uma entrada e uma saída para as quais a variação de altura é desprezível.

$$(35) T_2 - T_1 = \frac{p_2 - p_1}{-\rho \cdot c_l}$$

Onde c_l é o calor específico do fluido [J/kg.K].

Para a maioria dos sistemas hidráulicos o aumento da temperatura do fluido é determinado principalmente pelas transformações de energia nos componentes de limitação e controle do sistema hidráulico (LINSINGEN, 2003), que é o caso da válvula em estudo neste trabalho. Válvulas desgastadas podem fazer com que o sistema se mantenha acima da

temperatura normal de operação devido aos seus vazamentos internos, que ocorrem a elevadas diferenças de pressão e, portanto, causam elevadas diferenças de temperatura.

A Equação (35) é uma equação de regime permanente, e portanto deve-se aguardar o tempo de acomodação dos termopares para que ela seja válida. No entanto, sua aproximação é boa o suficiente para que termopares possam ser usados no lugar dos consideravelmente mais caros transdutores de pressão em um diagnóstico onde seja possível manter as condições de operação estáveis pelo tempo de acomodação dos transdutores de temperatura se as diferenças de temperatura medidas forem significativas frente à incerteza destes transdutores.

Na bancada de ensaios utilizada neste trabalho o uso deste fenômeno não é recomendado ao diagnóstico *on-line*, já que os termopares disponíveis possuem uma constante de tempo elevada em relação às variações de pressão na válvula durante sua operação normal.

3.3 Modelagem e parametrização

Como resultado dos ensaios descritos na Seção 3.2.3 pode-se observar a boa proporcionalidade da força necessária para deslocar o carretel (Figura 31) quando as condições de operação (queda de pressão total na válvula) são relativamente constantes, e que as forças de escoamento não aumentam significativamente com o aumento da velocidade do carretel (Figura 32), considerando o desempenho máximo da válvula HDR01. Foi possível também observar que as forças de escoamento não se alteram de maneira significativa com a temperatura, já que a vazão sofre pouca variação com a mudança deste parâmetro (Seção 3.2.4). Já a resistência do solenóide sofre uma considerável variação com a mudança de sua temperatura, exigindo uma maior tensão para gerar a corrente necessária para o deslocamento da válvula com o aumento da temperatura. Por este motivo, a válvula deve operar com malha de corrente fechada, para garantir a repetibilidade de seus movimentos.

Nos ensaios da Seção 3.2.3 pôde-se perceber também que com a variação de p_s ocorreu uma alteração da relação entre corrente no solenóide e a posição no carretel. Esta alteração mostrou-se proporcional à mudança na queda de pressão na válvula.

Com base nestas observações, foi possível simplificar as equações abordadas no Capítulo 2, fazendo uso apenas daquelas que possuem maior influência no fenômeno estudado. Tais equações são abordadas a seguir.

Utilizando o catálogo do solenóide proporcional (WANDFLUH, 2003) utilizado na válvula Hydrus HDR01, obteve-se o gráfico de força x corrente da Figura 35:

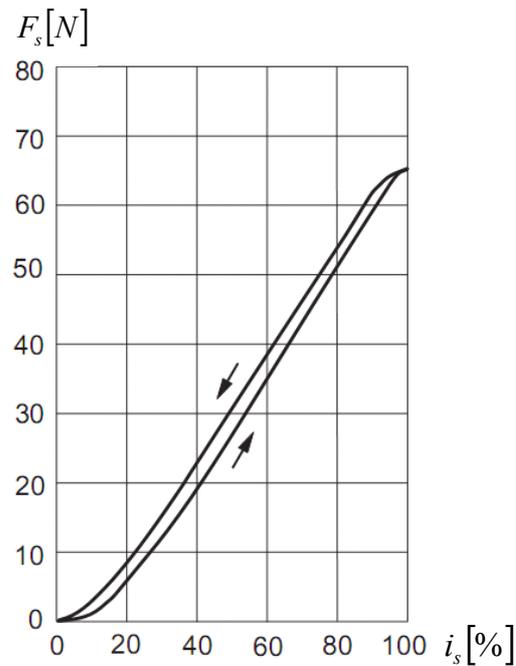


Figura 35 – Característica força x corrente do solenóide proporcional Wandfluh PI45V- G24 - M40 (WANDFLUH AG, 2003).

A partir deste gráfico, da Equação (17) e das noções descritas em 2.2.3 , obteve-se a Equação (36):

$$(36) F_s = K_{Fi} \cdot i_s + b_s$$

Onde b_s é um coeficiente linear destinado a adequar a reta à não-linearidade do solenóide causada pela remanência. Ele tanto distingue a curva linearizada da força máxima do solenóide da curva da força mínima como ajusta o início da curva linearizada ao ponto em que o solenóide começa a gerar força. Para fazer tal distinção, dois valores de b_s são utilizados. No entanto, a Equação (36) é válida apenas dentro da faixa de resposta linear do solenóide, e o coeficiente b_s serve apenas para determinar a força mínima ou máxima para dada corrente, e não a força exata exercida em um dado momento para um determinada corrente, já que o fenômeno da remanência depende também do histórico de acionamento do solenóide.

Associando a Equação (36) às Equações (13) e (20) mantendo fixas as propriedades do fluido para a temperatura típica de operação do sistema com base nas noções apresentadas nas Seções 2.2.4.1 , 2.2.4.2 , 2.2.5.1 e 2.2.5.2 , obtém-se:

tem-se:

$$- \text{ Para } x_{c_{\min}} \leq x_c \leq x_{c0}$$

$$(37) \quad K_{Fi} \cdot i_s + b_s + \frac{\sqrt{2 \cdot \rho \cdot K_v \cdot \cos \theta}}{x_{cn}} \cdot \Delta p \cdot (x_{c0} - x_c) = m_e \cdot \frac{d^2 x_c}{dt^2} + B_e \cdot \frac{dx_c}{dt} + K_m \cdot (x_c + x_{m0})$$

- Para $x_{c0} \leq x_c \leq x_{c \max}$

$$(38) \quad K_{Fi} \cdot i_s + b_s = m_e \cdot \frac{d^2 x_c}{dt^2} + B_e \cdot \frac{dx_c}{dt} + K_m \cdot (x_c + x_{m0}) + \frac{\sqrt{2 \cdot \rho \cdot K_v \cdot \cos \theta}}{x_{cn}} \cdot \Delta p \cdot (x_c - x_{c0})$$

Desta maneira evita-se a utilização de parâmetros de difícil medição ou estimativa, como cd , cv e A_0 utilizados na Equação (11), e utiliza-se K_v , que pode ser obtido de dados de catálogo.

A Equação (13) foi desenvolvida para descrever a força de escoamento em uma câmara da válvula. Esta válvula possui duas câmaras ativas quando seus orifícios estão abertos e, portanto, no lugar de Δp é utilizado o Δp_t nas equações que representa a queda de pressão em ambas as câmaras. Tal medida pode ocasionar distorções em válvulas assimétricas, para o qual será sugerida uma solução mais adiante. O Δp_t é calculado da seguinte maneira:

$$(39) \quad \Delta p_t = p_S - p_A + p_B - p_T \quad \text{para } x_{c \min} \leq x_c \leq x_{c0}$$

$$(40) \quad \Delta p_t = p_S - p_B + p_A - p_T \quad \text{para } x_{c0} \leq x_c \leq x_{c \max}$$

Dispensando os termos inerciais e de força de atrito, com base nos resultados dos ensaios da Seção 3.2.3 , ambas as Equações (37) e (38) resultam na Equação (41), que é válida para $x_{c \min} \leq x_c \leq x_{c \max}$.

$$(41) \quad i_s = \left[\frac{\sqrt{2 \cdot \rho \cdot K_v \cdot \cos \theta} \cdot \Delta p_t}{x_{cn} \cdot K_{Fi}} + \frac{K_m}{K_{Fi}} \right] \cdot x_c + \left[\frac{-\sqrt{2 \cdot \rho \cdot K_v \cdot \cos \theta} \cdot x_{c0} \cdot \Delta p_t}{x_{cn} \cdot K_{Fi}} + \frac{K_m \cdot x_{m0} - b_s}{K_{Fi}} \right]$$

A Equação (41) pode ser rearranjada em:

$$(42) \quad i_s = a_i \cdot x_c + b_i$$

Onde:

a_i é o coeficiente angular do modelo de estimativa de corrente [A/m];

b_i é o coeficiente linear do modelo de estimativa de corrente [A].

Estes coeficientes podem ser expressados pelas equações:

$$(43) \quad a_i = \left[\frac{\sqrt{2} \cdot \rho \cdot K_v \cdot \cos \theta}{x_{cn} \cdot K_{Fi}} \right] \cdot \Delta p_t + \left[\frac{K_m}{K_{Fi}} \right]$$

$$(44) \quad b_i = \left[\frac{-\sqrt{2} \cdot \rho \cdot K_v \cdot \cos \theta \cdot x_{c0}}{x_{cn} \cdot K_{Fi}} \right] \cdot \Delta p_t + \left[\frac{K_m \cdot x_{m0} - b_s}{K_{Fi}} \right]$$

As Equações (43) e (44) podem ser divididas em coeficientes lineares e angulares em relação à Δp_t , gerando as Equações (45) e (46):

$$(45) \quad a_i = a_{a_i} \cdot \Delta p_t + b_{a_i}$$

$$(46) \quad b_i = a_{b_i} \cdot \Delta p_t + b_{b_i}$$

Onde:

a_{a_i} é o coeficiente angular que ajusta a_i à queda de pressão total na válvula [A/m.Pa];

b_{a_i} é o coeficiente linear que ajusta a_i à queda de pressão total na válvula [A/m];

a_{b_i} é o coeficiente angular que ajusta b_i à queda de pressão total na válvula [A/m.Pa];

b_{b_i} é o coeficiente linear que ajusta b_i à queda de pressão total na válvula [A/m];

Para a realização da estimativa das correntes máxima e mínima admissíveis para uma dada condição de operação da válvula, a Equação (42) deve ser calculada duas vezes, uma vez com cada valor b_s obtido da Figura 35. Com esta medida, obtém-se uma faixa de corrente dentro da qual o valor da corrente do solenóide deve estar, quando considerada a histerese causada pelo fenômeno da remanência. Tal medida, no entanto, não acomoda a histerese causada pelo atrito estático do carretel (Figura 6) e outras não-linearidades como a histerese do sensor de posição do carretel 1S6, folgas nos componentes móveis da válvula e outros fatores que inserem uma margem de erro na estimativa do modelo.

Sem especificar o hardware e o software utilizados para a implementação dos modelos (representados pelas Equações (39), (40), (42), (45) e (46)), para a comparação dos sinais e para o comando da válvula em campo, a Figura 36 mostra como os modelos de estimativa de corrente e de queda de pressão total se relacionam com válvula e com o circuito hidráulico.

Observa-se que na válvula a corrente i_s imposta ao solenóide gera a força F_s que se contrapõe às forças internas da válvula dependentes das condições operacionais a que a mesma está submetida para mover o carretel até a posição x_c , ao passo que o modelo, expresso pela Equação (42), utiliza a leitura da posição x_c e medições das condições operacionais da válvula expressas por Δp_i para estimar as forças internas na válvula e por consequência estimar a corrente i_{sc} que deveria ser imposta ao solenóide se a válvula estiver em boas condições. A corrente estimada i_{sc} deve então ser comparada à corrente real i_s aplicada ao solenóide para que seja possível obter informações sobre o estado da válvula.

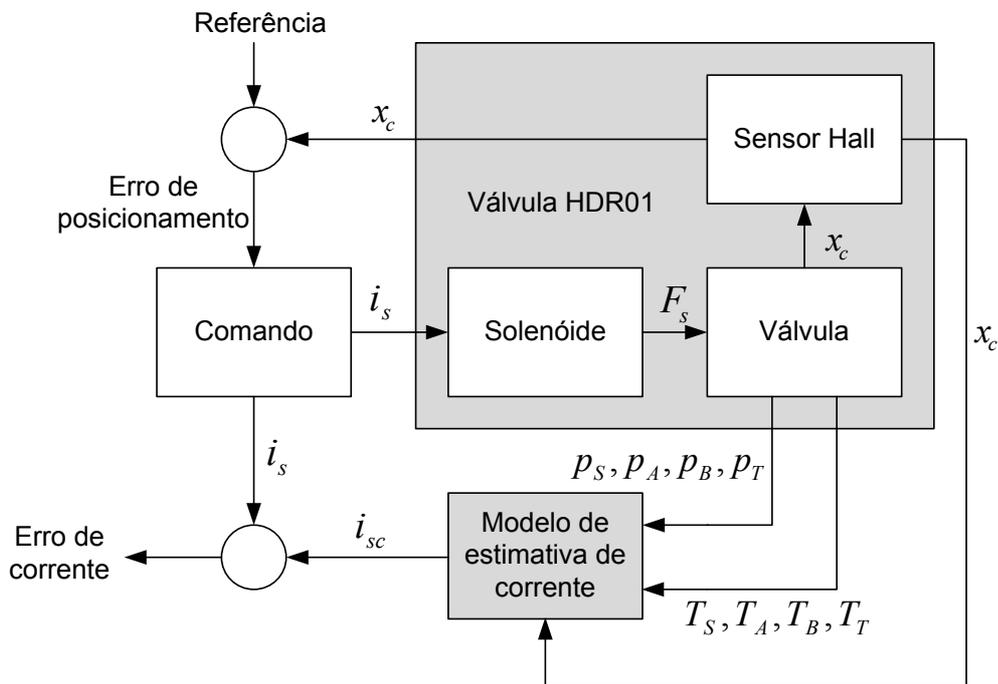


Figura 36 – Modelo de estimativa de corrente em paralelo com o solenóide da válvula HDR01.

Nota-se, assim, que o modelo utilizado é não-causal (não respeita relações de meios/fins (FERREIRA, 1997)). Tal característica não afeta a validade de seus resultados, já que o mesmo utiliza equações de regime permanente. Caso as parcelas dinâmicas das Equações (37) e (38) sejam utilizadas, o modelo deverá utilizar um derivador para obter a velocidade e a aceleração do carretel a partir do seu deslocamento x_c . Tal medida acarretaria em um atraso no diagnóstico, pois o derivador teria que acumular leituras de posição feitas em intervalos de tempo definidos para então calcular a aceleração e a velocidade referentes à primeira leitura de posição acumulada com base nos dados coletados subsequentemente. Testes com um derivador foram realizados neste trabalho, no entanto o mesmo

mostrou-se muito sensível aos ruídos do sensor Hall, especialmente para o cálculo da aceleração do carretel.

A escolha por um modelo não-causal foi feita porque um modelo causal incluiria integradores para transformar as acelerações causadas pela força imposta pelo solenóide (proporcional à corrente i_s) em uma estimativa da velocidade do carretel, que por sua vez seria integrada para estimar a posição do carretel em uma válvula saudável. No entanto, com o passar do tempo o erro inerente ao modelo devido às incertezas associadas dos sensores utilizados e efeitos não-lineares como ruídos elétricos, a remanência do solenóide e o atrito estático dos componentes móveis levariam o modelo a integrar erros e gerar uma estimativa imprecisa da posição do carretel. O erro acumulado poderia gerar falsos alarmes de falha. Estimativas realizadas com base em dados históricos não possuem este problema.

Com base nas Equações (42), (45) e (46) obtém-se os diagramas de blocos do Simulink apresentados pela Figura 37:

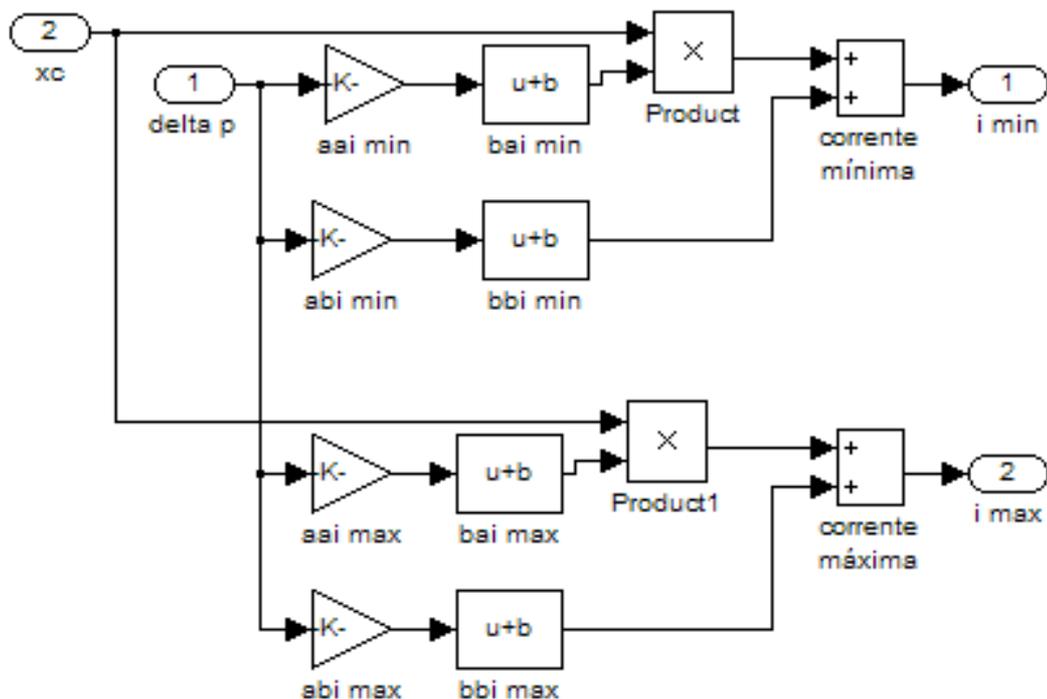


Figura 37 – Diagrama de blocos da estimativa de corrente no solenóide correspondente às Equações (42), (45) e (46).

Alimentado por um diagrama de blocos do Simulink que faz a aquisição e o condicionamento dos dados da AQX 4350 (Figura 68 do Apêndice 2) e por um dos modelos de queda de pressão total (Figura 38 e na Figura 39), o modelo apresentado acima na Figura 37 é capaz de realizar a estimativa de corrente para o diagnóstico da válvula. Quando o modelo da Figura 37 (correspondente às Equações (42), (45) e (46)) é parametrizado utilizando

as Equações (43) e (44), ele se configura como um modelo comportamental matemático físico.

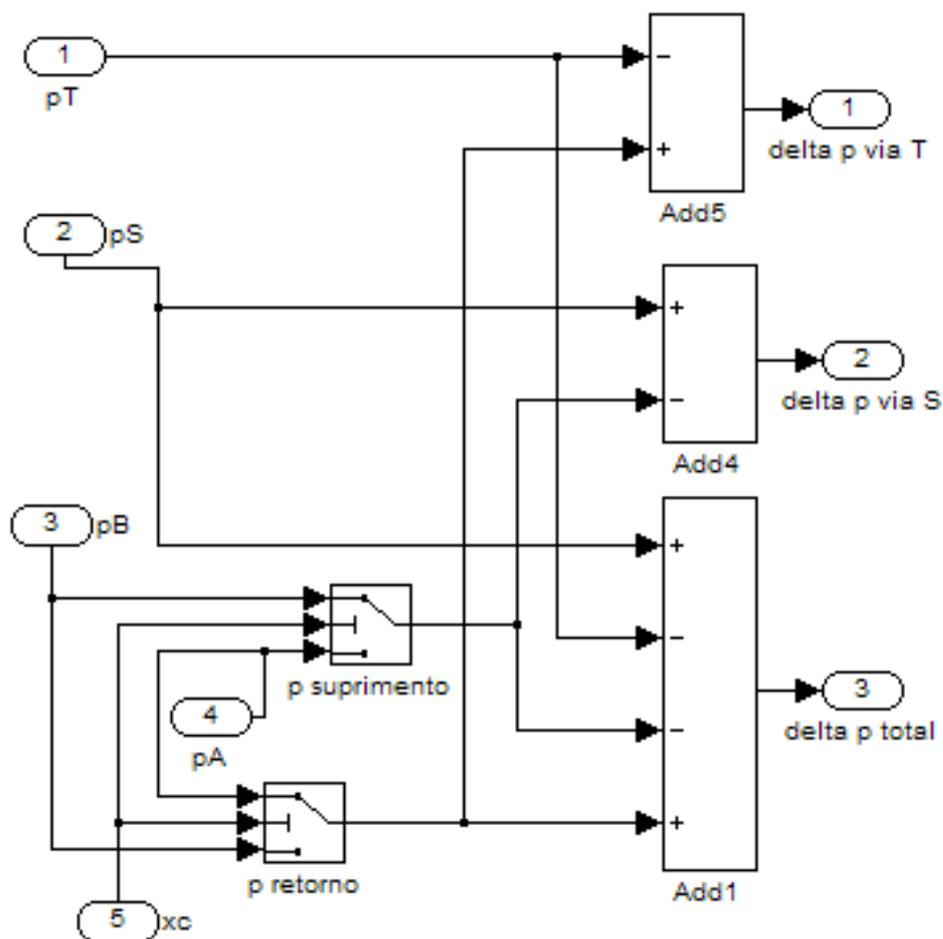


Figura 38 – Diagrama de blocos da queda de pressão por via e total na válvula, correspondente às Equações (39) e (40).

Em função do circuito hidráulico da bancada de ensaios (Figura 22), que conecta as vias A e B da válvula com o transmissor de vazão 1S10, o K_V obtido é dependente de ambos os orifícios das câmaras A e B da válvula. Como mencionado na Seção 3.1.1 , a banca- da está de acordo com a norma 10770-1 (ISO, 1998) para ensaios de válvulas direcionais eletricamente moduladas de 4 vias. Em uma válvula simétrica, este valor deve ser aproxima- damente o mesmo em toda a faixa $x_{c\min} \leq x_{c0} \leq x_{c\max}$.

No entanto, durante os ensaios percebeu-se que a válvula HDR01 utilizada apresen- ta uma desigualdade considerável entre os parâmetros K_V obtidos quando o carretel está posicionado em valores de x_c abaixo (lado A) ou acima (lado B) de x_{c0} . Tal diferença não deveria ocorrer, já que a válvula HDR01 foi projetada para ser simétrica, mas pelo fato da unidade utilizada neste trabalho ser um protótipo a diferença estava presente. A assimetria não invalidou as estimativas do diagrama de blocos da Figura 37, mas aumentou seu erro.

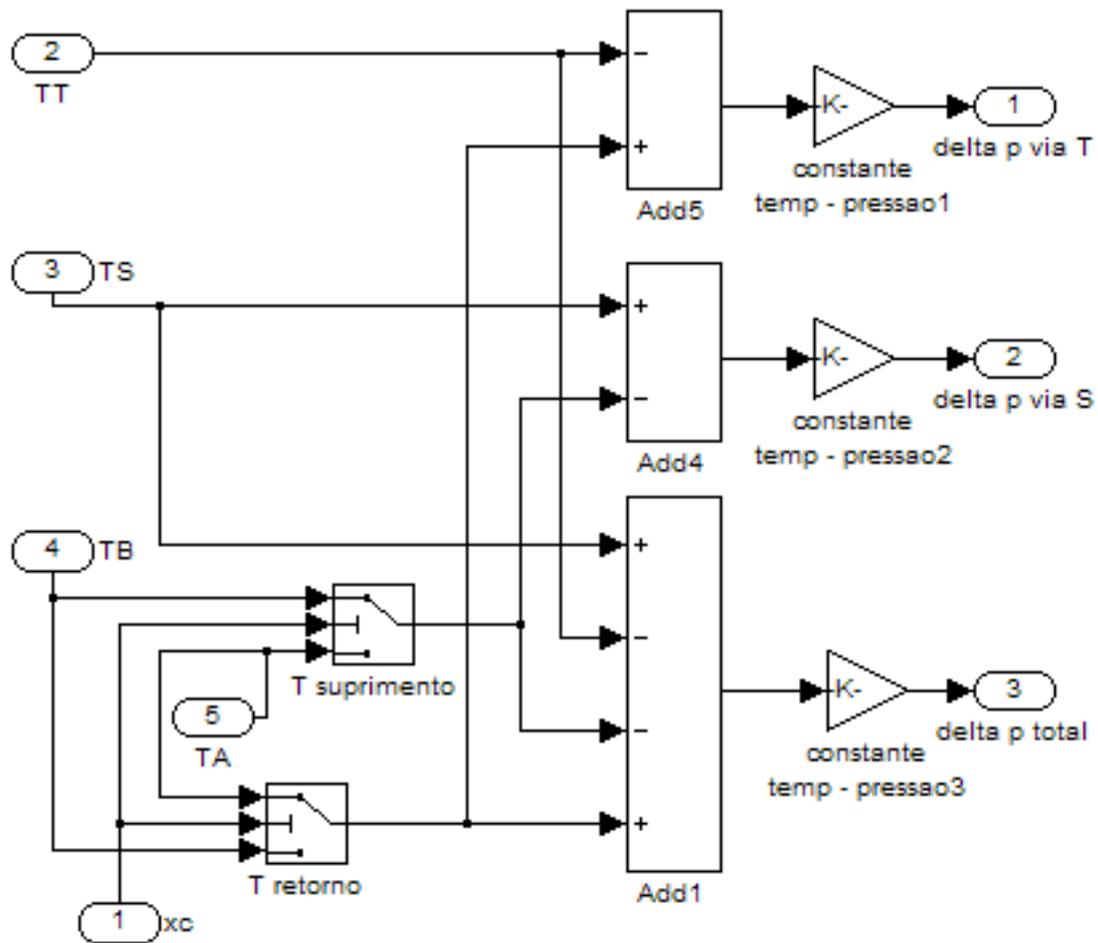


Figura 39 – Diagrama de blocos da queda de pressão por via e total na válvula através da diferença de temperatura, correspondente às Equações (35), (39) e (40).

Com o intuito de tornar a detecção de falhas mais sensível neste caso, o diagrama de blocos da Figura 37 foi duplicado para que seja possível utilizar os dois K_V encontrados. O resultado é apresentado na Figura 40.

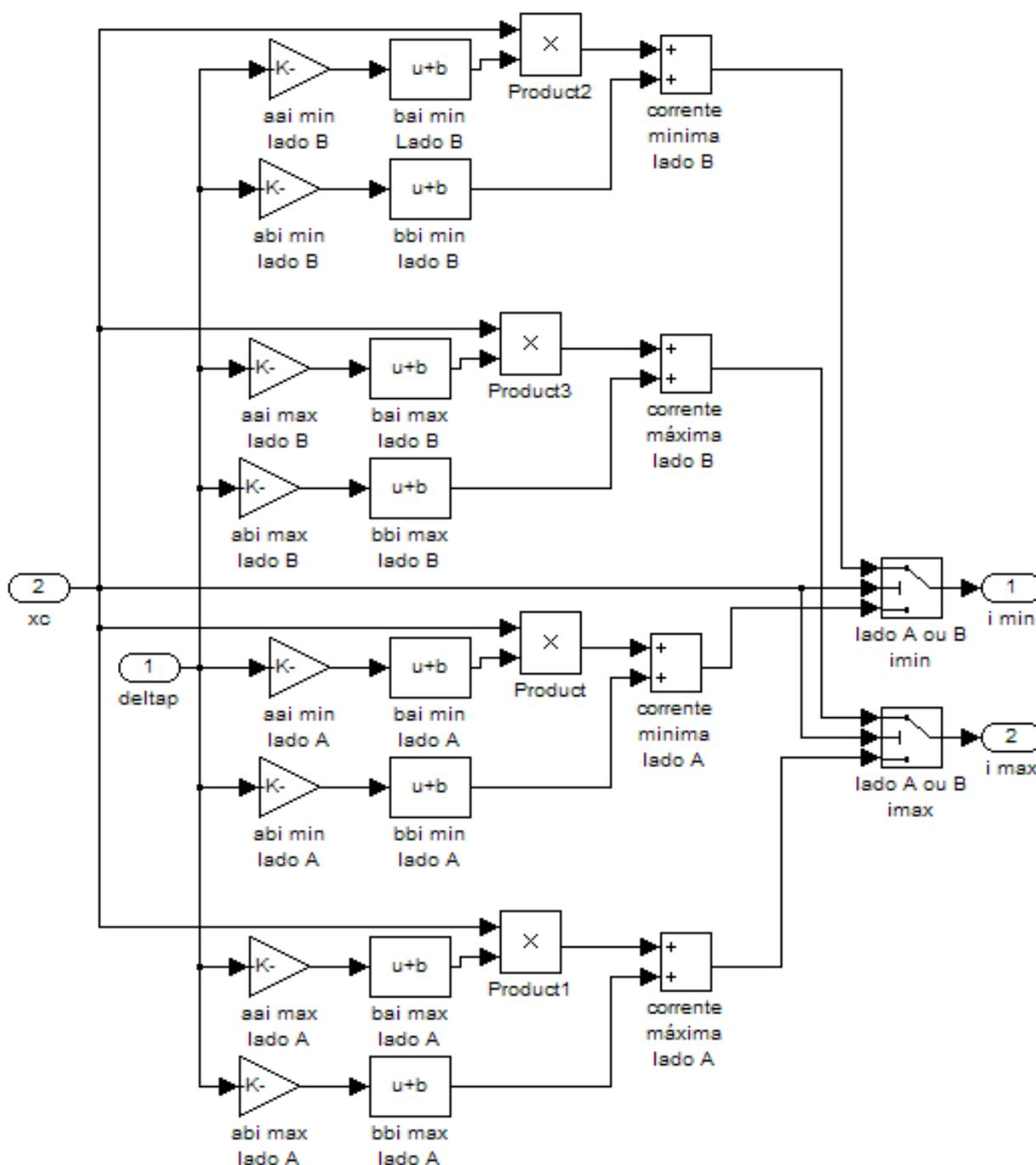


Figura 40 – Diagrama de blocos da estimativa de corrente correspondente às Equações (42), (45) e (46) com distinção entre o lado A e o lado B da válvula.

3.3.1 Ensaios de parametrização do modelo

Dispondo de uma bancada de ensaios de válvulas em conformidade com a norma 10770-1 (ISO, 1998), o operador pode parametrizar o modelo correspondente às Equações (42), (45) e (46) através do ensaio apresentado na Seção 3.2.3 , conforme descrito a seguir. O uso de parâmetros obtidos desta maneira nos modelos das Figura 37 e Figura 40 os configura como modelos comportamentais matemáticos algébricos.

Cada uma das curvas da Figura 31 foi dividida em duas trajetórias do sinal de corrente – a trajetória de subida, considerada de corrente máxima (Figura 41a), e a trajetória de descida, considerada de corrente mínima (Figura 41b). A trajetória de subida é registrada quando o carretel se desloca de $x_{c\min}$ a $x_{c\max}$, e a trajetória de descida é registrada quando o carretel se desloca de $x_{c\max}$ a $x_{c\min}$. Foram descartados os pontos fora da faixa linear da válvula e os pontos registrados durante a mudança da direção do movimento do carretel, onde o mesmo não se moveu com a mudança da corrente.

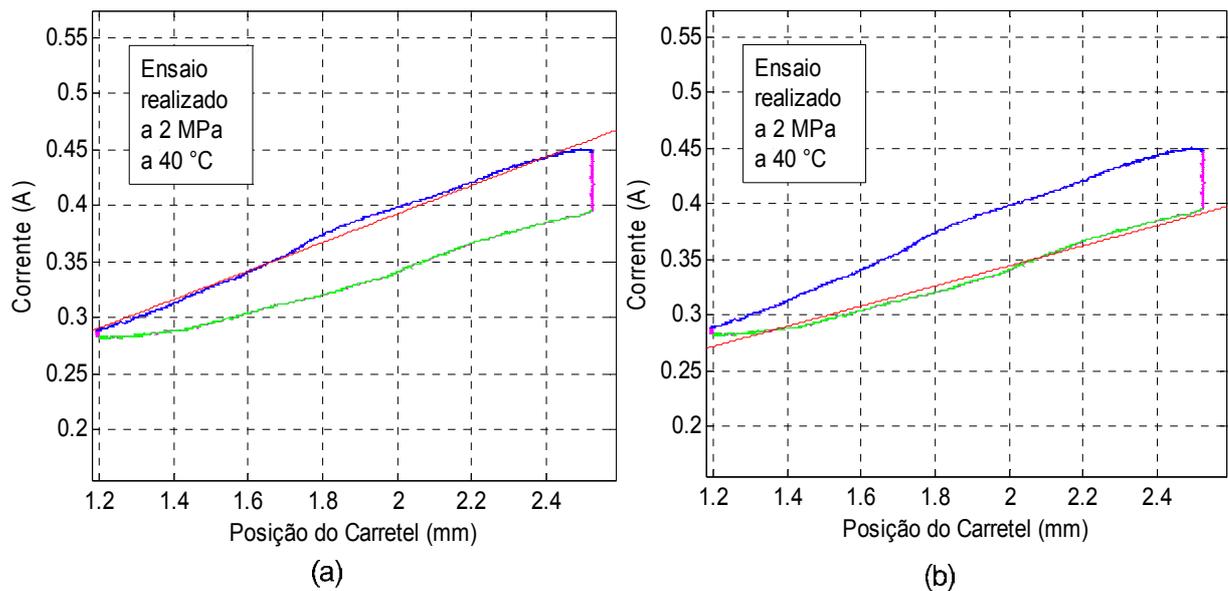


Figura 41 – (a) Linearização da curva corrente máxima x posição do carretel; (b) Linearização da curva corrente mínima x posição do carretel.

Na seqüência, cada um dos segmentos resultantes foi linearizado no software MatLab. Com isto, obteve-se duas retas para cada curva original. Os coeficientes angulares e lineares de cada uma destas retas correspondem respectivamente aos coeficientes a_i e b_i da Equação (42) para cada uma das faixas de p_s nas trajetórias de subida e descida da corrente. Como há dois conjuntos de valores para cada curva, pode-se diferenciar tais coeficientes em $a_{i\min}$, $a_{i\max}$, $b_{i\min}$ e $b_{i\max}$.

Avaliando-se os coeficientes dos conjuntos de linearizações em relação à queda de pressão total média na válvula (esta varia dentro de uma faixa com largura de no máximo 0,6 MPa (6 bar) com o deslocamento do carretel), pode-se perceber que tais coeficientes variam de maneira razoavelmente linear com a variação da queda de pressão total na válvula. Estas curvas, exibidas nas Figura 42a, Figura 42b, Figura 42c e Figura 42d foram linearizadas utilizando o MatLab resultando em retas representadas por coeficientes que relacio-

nam a variação de $a_{i\min}$, $a_{i\max}$, $b_{i\min}$ e $b_{i\max}$ com a variação da queda de pressão total Δp_t na válvula.

Estes coeficientes podem ser identificados como os coeficientes das Equações (45) e (46) e podem ser representados por $a_{a_i\min}$, $b_{a_i\min}$, $a_{b_i\min}$, $b_{b_i\min}$, $a_{a_i\max}$, $b_{a_i\max}$, $a_{b_i\max}$ e $b_{b_i\max}$, concluindo a parametrização do diagrama de blocos da (29).

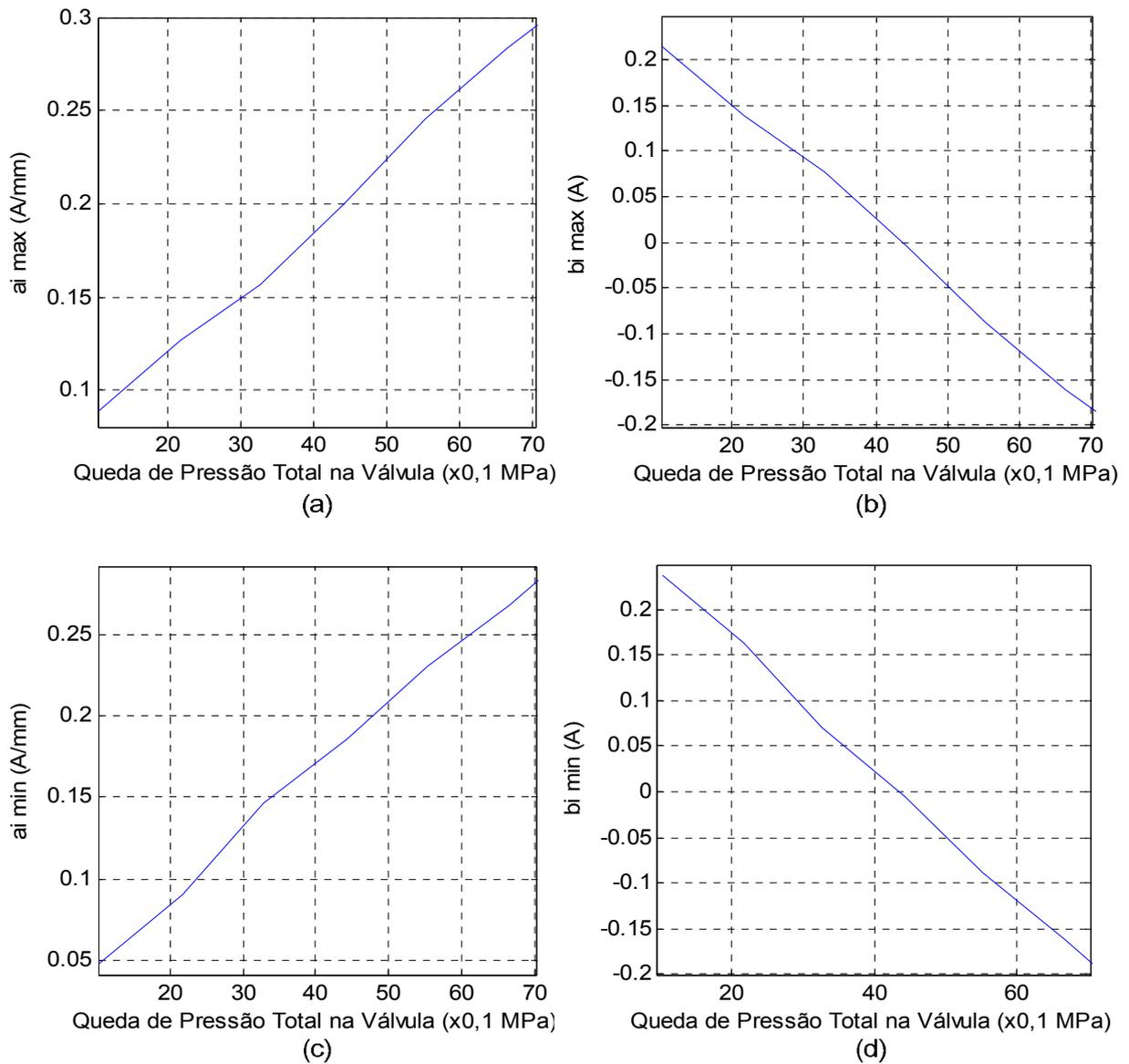


Figura 42 – (a) Coeficiente angular da linearização da corrente máxima no solenóide; (b) Coeficiente linear da linearização da corrente máxima no solenóide; (c) Coeficiente angular da linearização da corrente mínima no solenóide; (d) Coeficiente linear da linearização da corrente mínima no solenóide.

Para a parametrização do modelo representado pelo diagrama de blocos da Figura 40, o processo acima descrito deve ser repetido com os segmentos de subida da corrente

quando o carretel se move de $x_{c\min}$ a x_{c0} (curva de corrente máxima para o lado A) e x_{c0} a $x_{c\max}$ (curva de corrente máxima para o lado B), assim como com os segmentos da descida da corrente quando o carretel se move de $x_{c\max}$ a x_{c0} (curva de corrente mínima para o lado B) e de x_{c0} a $x_{c\min}$ (curva de corrente mínima para o lado A). Desta forma pode-se caracterizar o comportamento da corrente em relação ao deslocamento do carretel e à variação da queda de pressão total Δp_t na válvula fazendo distinção entre o lado A e o lado B.

Os parâmetros obtidos de maneira teórica (através das Equações (43) e (44)) e experimental (dos ensaios da Seção 3.2.3) para o diagrama de blocos da Figura 40 estão disponíveis na Tabela 10 do Apêndice 3.

CAPÍTULO 4

ENSAIOS DE VALIDAÇÃO

Para validar o modelo obtido a partir das observações dos ensaios realizados no capítulo anterior e das equações descritas no Capítulo 2, a válvula HDR01 foi submetida a ensaios e as medições de suas variáveis foram realizadas em conjunto com os cálculos realizados pelo modelo. A válvula foi testada com seu carretel em três condições distintas: saudável, tal como estava no início dos ensaios de caracterização, contaminada e desgastada.

Para a contaminação do carretel foi utilizado adesivo para juntas de motores a diesel. A mesma foi aplicada em 3 dos 12 entalhes nos ressaltos do carretel, simulando o acúmulo de verniz ou partículas sólidas nos mesmos. Já o desgaste do carretel consistiu em desgastar algumas das arestas de controle do carretel em um torno, simulando o aumento do coeficiente de vazão da válvula por desgaste nas arestas de controle. O relatório das medições realizadas no carretel para mensurar o desgaste pode ser encontrado no Apêndice 4. Detalhes do carretel nestas condições podem ser observados na Figura 43, na Figura 44 e na Figura 45:

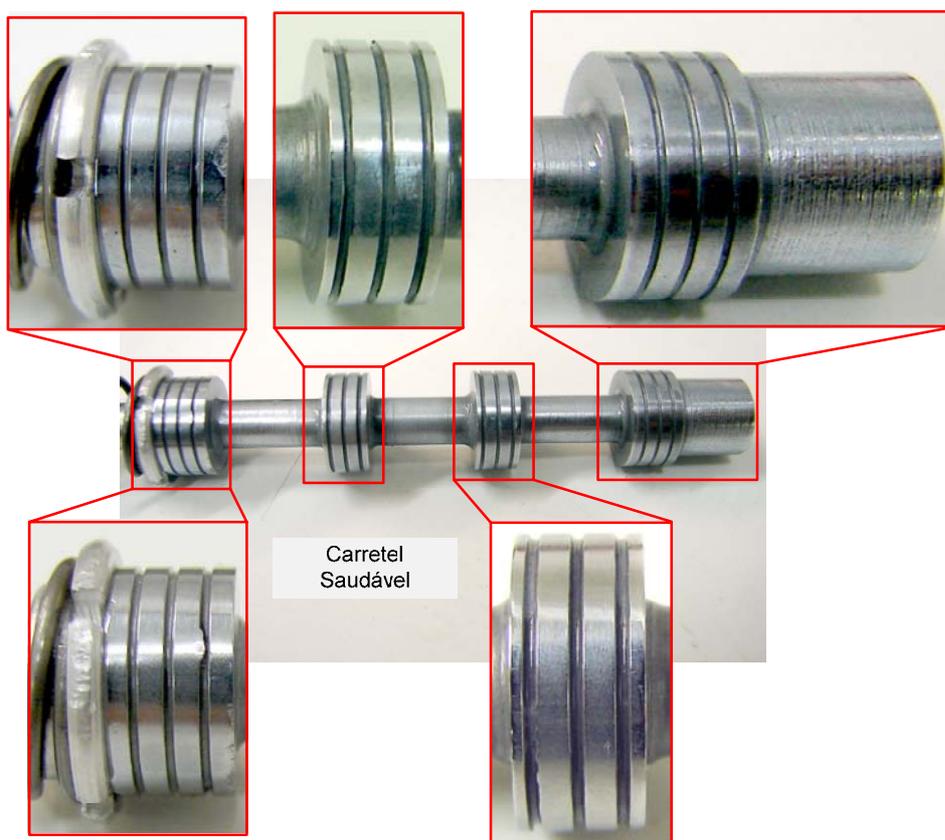


Figura 43 – Carretel saudável.

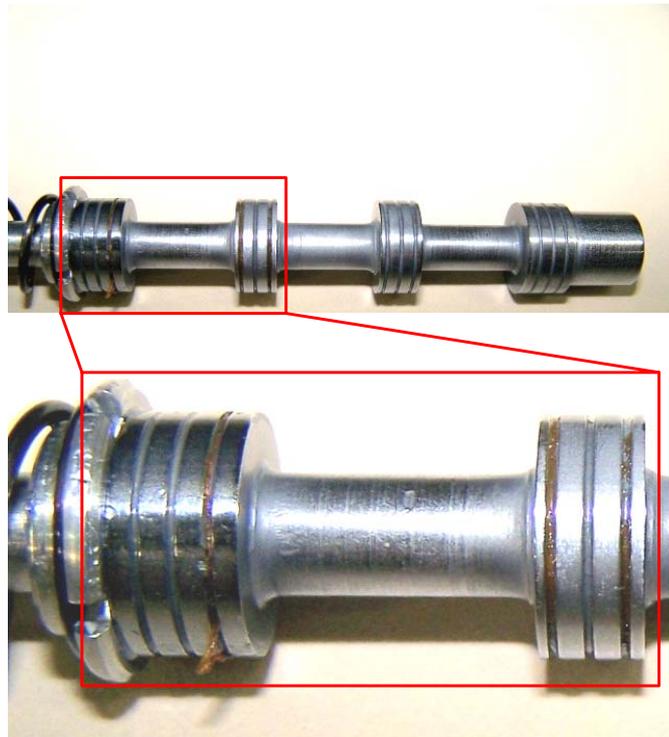


Figura 44 – Carretel contaminado.



Figura 45 – Carretel desgastado.

Em todos os ensaios foi utilizado o diagrama de blocos da Figura 40.

4.1.1 Ensaio a abertura constante

O ensaio consistiu em operar a válvula por 200 s em toda a extensão da faixa linear em uma senóide de período igual a 20 s. Após este ciclo inicial de operação, a válvula foi desenergizada, e então recebeu o comando deslocar o carretel para a posição 1,85 mm, considerada o centro da válvula. Desta posição a válvula recebeu o comando degrau para seguir para as aberturas utilizadas em cada ensaio. As medições dos transdutores e os cálculos dos modelos só foram registrados a partir do degrau de 1,85 mm.

Os ensaios foram realizados para uma pressão de suprimento (p_s) de 4 MPa (40 bar) nas temperaturas de suprimento (T_s) de 30 °C, 40 °C e 50 °C, e nas p_s de 3 MPa (30 bar) e 5 MPa (50 bar) para T_s de 40 °C. As posições assumidas a partir da posição de 1,85 mm são de 1,32 mm, 1,635 mm, 2,12 mm e 2,43 mm. Desta forma pode-se observar o desempenho do modelo sob diferentes condições operacionais. Devido à semelhança dos resultados, foi escolhida para a apresentação neste trabalho dos resultados obtidos na p_s de 4 MPa a T_s de 40 °C para os ensaios realizados com o degrau de posição de 2,43 mm.

A escolha se deu pelo fato de que o carretel foi desgastado nas arestas que controlam a vazão quando o carretel está em uma posição superior a 1,85 mm, e que a 2,43 mm a vazão é suficientemente grande para que fosse possível operar acima dos limites inferiores do transmissor de vazão 1S10. As medições deste transmissor são usadas apenas para ilustrar os efeitos do desgaste na válvula, e não para alimentar o modelo de estimativa de corrente e, portanto, o modelo continua válido em todas as condições de ensaio utilizadas.

Neste ensaio dois conjuntos de ganhos para os controladores foram utilizados. Esta medida mostrou-se necessária, pois a válvula tornou-se instável após o desgaste. Tal instabilidade pode ser explicada pelo aumento do coeficiente de vazão da válvula K_v e pela diminuição do coeficiente de amortecimento ζ_v , como era de se esperar pela Equação (22) com o aumento de K_e (decorrente do aumento de K_v da Equação (13)) e com a diminuição de B_e (decorrente da diminuição de l_{c2} e d_c e do aumento de C_r da Equação (2) apesar do aumento de A_0 da Equação (16)).

Um dos motivos de se escolher a corrente no solenóide como o parâmetro a ser modelado é o fato de que a relação entre a mesma e o comportamento da válvula independe do controlador utilizado. Portanto, a alteração do controlador não deve afetar as estimativas do modelo. Os ganhos utilizados são apresentados na Tabela 5:

Tabela 5 – Ganhos do controlador dos ensaios com a válvula

	Ganho proporcional	Ganho integral
Malha da corrente no solenóide	6	10
Ensaio com o carretel saudável ou contaminado		
Malha da posição do carretel	0,1	0,4
Ensaio com o carretel desgastado		
Malha da posição do carretel	0,1	0,2

Na Figura 46 pode-se avaliar o comportamento da válvula nas diferentes condições em que o carretel foi utilizado nos ensaios. A Figura 46c exibe um carretel com um comportamento mais amortecido do que o percebido na Figura 46a e Figura 46b devido ao aumento das forças de atrito estático e dinâmico provocados pela contaminação das ranhuras dos ressaltos do carretel. Já a Figura 46d exibe um comportamento menos amortecido do que o observado nas figuras que representam o carretel saudável apesar da redução do ganho integral do controlador. Em cada caso, diferentes sobrepassos e tempos de acomodação foram percebidos, ainda que tal comportamento não possa ser atribuído exclusivamente à válvula, mas também ao seu controlador. Mesmo que a válvula estivesse saudável, o ajuste do controlador feito pelo usuário poderia alterar estas características comportamentais da válvula, e por isto é que o diagnóstico da válvula não pode se pautar apenas por estes parâmetros, sob pena de que todos os controladores tivessem que ser analisados em conjunto com os dados provenientes da válvula para se detectar uma falha.

Pode-se perceber, no entanto, que em todas as condições o solenóide foi capaz de posicionar o carretel, ainda que seu comportamento dinâmico tenha se alterado. Tal mudança pode ser imperceptível em um atuador de dinâmica muito mais lenta que a da válvula, como é o caso de grandes cilindros, mascarando as condições da válvula sob a perspectiva do operador.

No detalhe da Figura 46b pode-se perceber o sobrepasso do deslocamento do carretel. O efeito deste sobrepasso sobre a comparação entre as estimativas do modelo e a corrente real será abordada mais adiante.

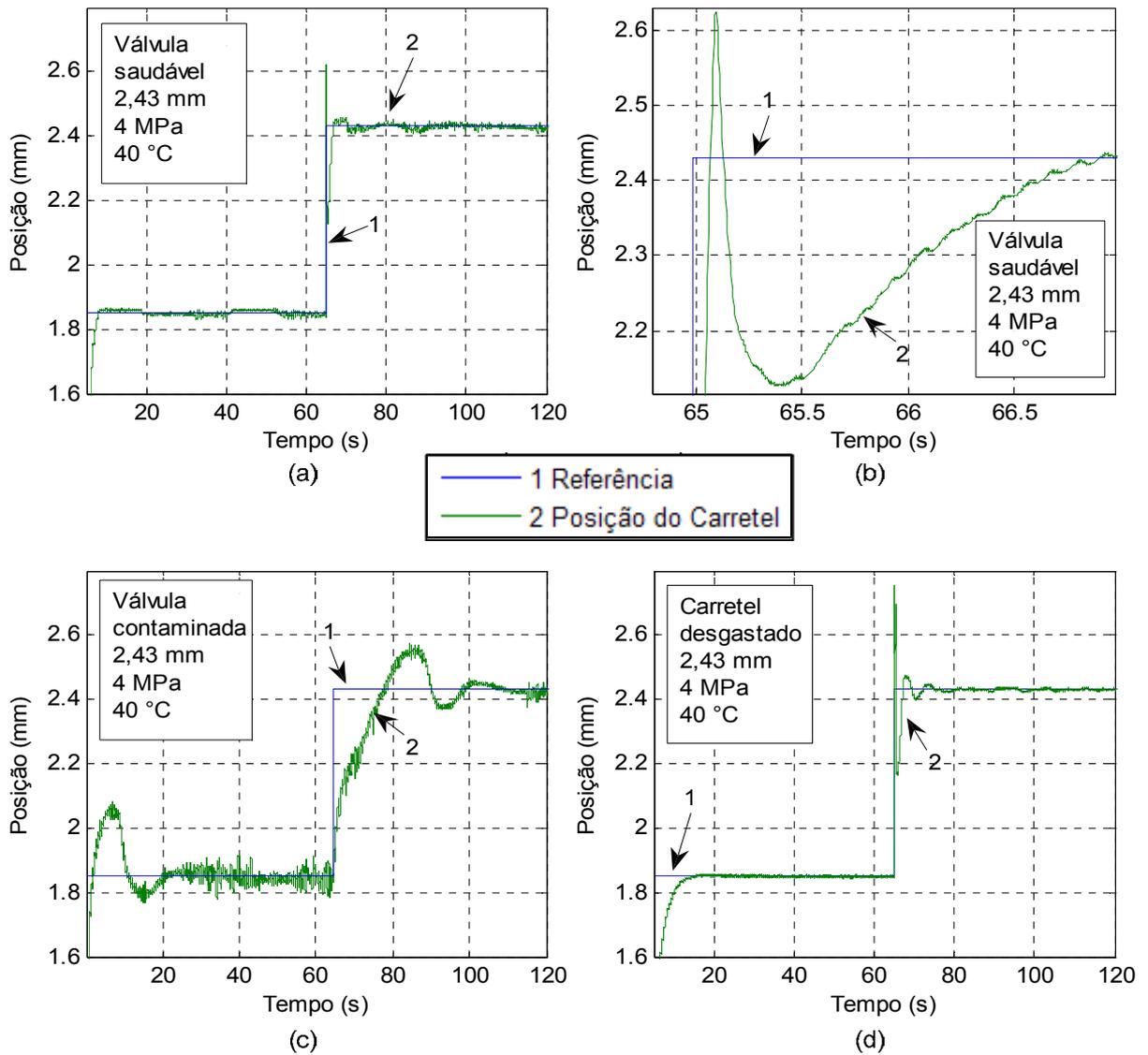


Figura 46 – (a) Posição do carretel saudável; (b) posição do carretel saudável em detalhe; (c) posição do carretel contaminado; (d) posição do carretel desgastado para um comando degrau de 2,43 mm com p_s de 4 MPa e T_s de 40 °C.

Na Figura 47 pode-se observar a vazão da válvula nas condições do ensaio. Na Figura 47a e na Figura 47c pode-se perceber que a vazão de regime permanente é praticamente a mesma, comprovando que a válvula operava nas mesmas condições e que a velocidade de um atuador acionado pela válvula seria aproximadamente a mesma, em especial se tratar-se de um atuador de grandes dimensões.

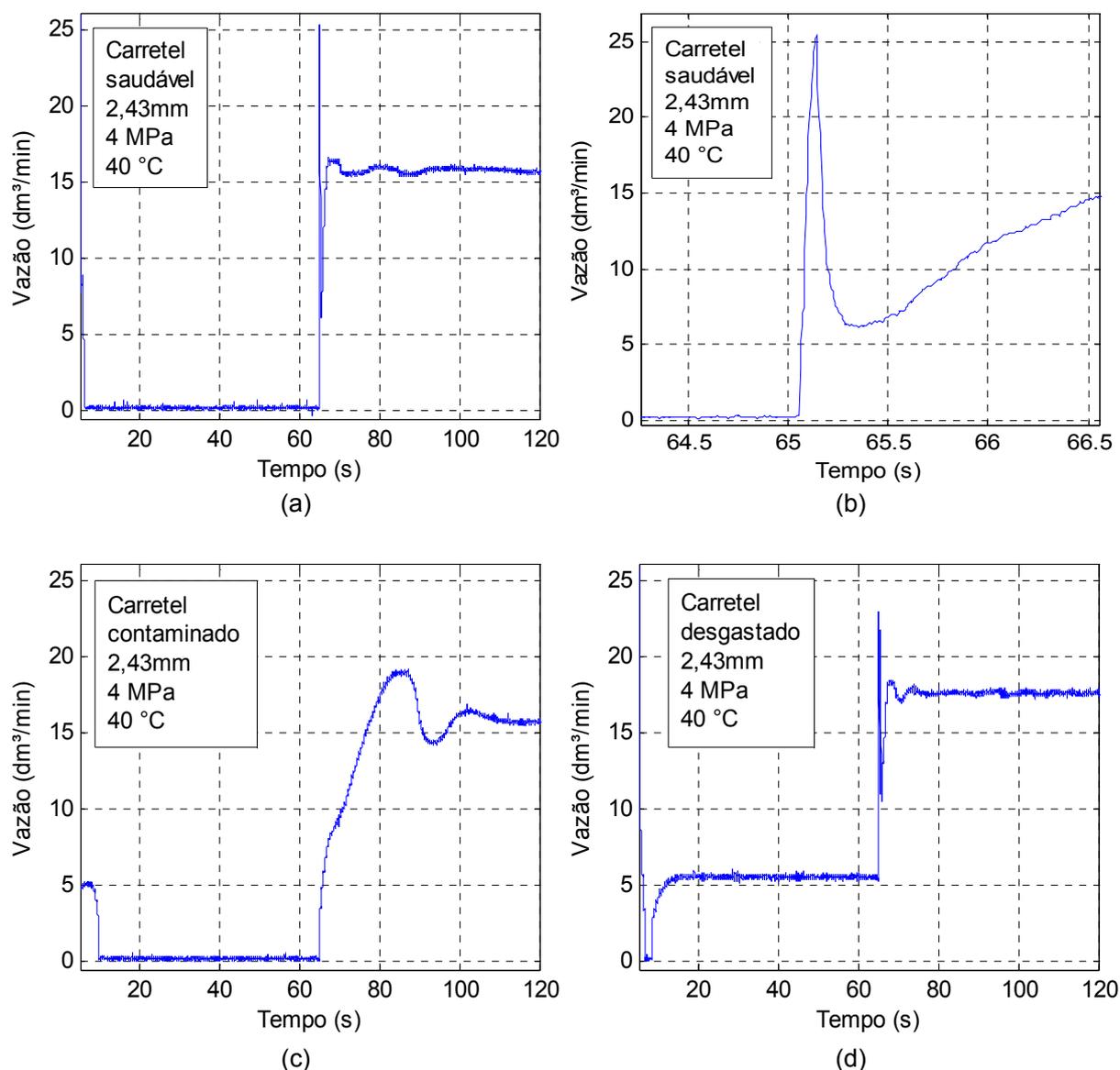


Figura 47 – (a) Vazão da válvula com carretel saudável; (b) vazão da válvula com carretel saudável em detalhe; (c) vazão da válvula com carretel contaminado; (d) vazão da válvula com carretel desgastado para um comando degrau de 2,43 mm com p_s de 4 MPa e T_s de 40 °C.

Na Figura 47d pode-se perceber o aumento da vazão causado pelo desgaste do carretel. O efeito deste aumento no comportamento do atuador varia dependendo das características do sistema. Para que o diagnóstico seja independentemente de onde a válvula estiver instalada, evitando a necessidade de ensaios e ajustes por parte do operador, tais efeitos sobre o atuador não serão consideradas no diagnóstico.

A Figura 48 exibe as estimativas realizadas pelo modelo da Figura 40 utilizando parâmetros experimentais (obtidos conforme a Seção 3.3.1), parâmetros teóricos (obtidos através das Equações (43) e (44)) e utilizando parâmetros experimentais (obtidos conforme

a Seção 3.3.1) em conjunto com uma estimativa da queda de pressão total na válvula baseada na diferença de temperatura entre as vias da mesma (obtida pelo modelo da Figura 39). Todos os parâmetros utilizados podem ser consultados na Tabela 10 do Apêndice 3. Pode-se observar na Figura 48a que a corrente no solenóide sempre esteve próxima das correntes estimadas pelos diferentes modelos. A oscilação da corrente real em torno das estimativas relativamente estáveis ocorreu devido ao efeito *hunting* causado pelo fenômeno *stick and slip*, que é resultado do elevado atrito estático do carretel (Figura 6). O atrito estático não é considerado no modelo e por este motivo ocorrem tais diferenças, em especial quando utilizados parâmetros teóricos. Neste ensaio, a diferença máxima entre as estimativas usando parâmetros experimentais e a corrente real devido ao *hunting* foi de 9 mA, ao passo que a diferença máxima entre as estimativas usando parâmetros teóricos foi de 17 mA.

O *hunting* ocorre porque com a proximidade do carretel de sua referência de posição a ação proporcional diminui e o carretel pára. A ação da porção integrativa do controlador continua integrando o erro até ser capaz de mover o carretel. No entanto, quando o carretel começa a se mover a força de atrito estático cai e o mesmo ultrapassa a referência de posição. O mesmo se repete quando o controlador tenta trazer o carretel de volta à referência e a válvula fica oscilando em torno da mesma. Os projetistas da válvula HDR01 já haviam previsto este problema, e por isso a eletrônica MX30/HDR01B possui o recurso *dither* no seu software para diminuir tal efeito. Este recurso mantém o carretel oscilando constantemente com uma senóide de pequena amplitude, evitando que o mesmo pare completamente. Tal medida reduz drasticamente os efeitos causados pelo atrito estático no comportamento da válvula.

As estimativas de corrente obtidas com os parâmetros experimentais em conjunto com a estimativa da Δp_t em função da diferença de temperatura nas vias (Figura 39) possuem diferenças em relação às estimativas obtidas utilizando os parâmetros experimentais e as medições dos transdutores de pressão devido à incerteza e à dinâmica dos termopares. Observando o desempenho desta estimativa em outros ensaios, pode-se perceber que o erro e tempo de acomodação são menores a temperaturas de suprimento menores. Com a UPOCH trabalhando a temperaturas mais elevadas aumentam as trocas de calor com o ambiente, podendo ser esta a causa do desempenho prejudicado. Pequenas quedas de pressão também não foram estimadas precisamente devido ao pequeno valor das diferenças de temperatura resultantes em comparação com o erro máximo dos termopares.

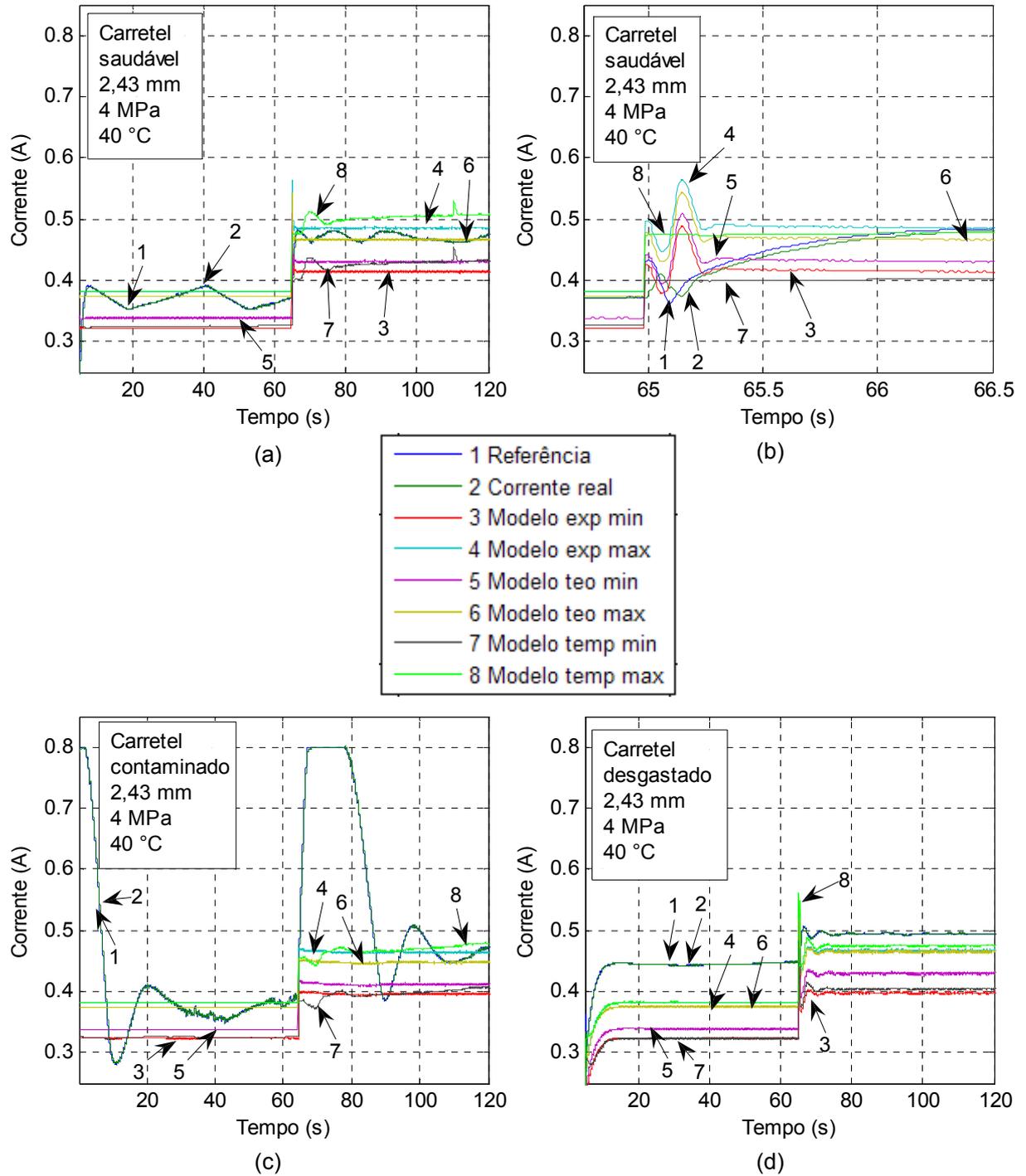


Figura 48 – Corrente no solenóide e estimativas do modelo utilizando parâmetros experimentais, teóricos e Δp_t estimada por ΔT_t com (a) carretel saudável; (b) carretel saudável em detalhe; (c) carretel contaminado; (d) carretel desgastado para um comando de grau de 2,43 mm com p_s de 4 MPa e T_s de 40 °C.

Ainda assim, como as diferenças entre as estimativas e a corrente real no solenóide são grandes quando a válvula não está em boas condições (em especial quando a mesma está contaminada) os resultados desta estimativa podem ser utilizados para a detecção de

falhas e o diagnóstico. No entanto, a detecção de falhas baseada nestas estimativas pode não ser tão sensível a falhas como a baseada nas leituras dos transdutores de pressão.

Todas as estimativas de corrente geradas neste trabalho são calculadas utilizando o modelo da Figura 40 em conjunto com os parâmetros experimentais ou com os parâmetros teóricos da Tabela 10 do Apêndice 3. Portanto, boas estimativas de Δp_t baseadas nas diferenças de temperatura resultarão em estimativas de corrente semelhantes às obtidas com o uso de transdutores de pressão. Como o objetivo deste trabalho não é avaliar o desempenho dos termopares utilizados, apenas as estimativas obtidas com o Δp_t calculado a partir dos transdutores de pressão serão analisadas deste ponto em diante, salvo quando uma ressalva ao uso da estimativa do Δp_t através da diferença de temperatura tiver de ser feita.

Na Figura 48b pode-se observar uma acentuada diferença entre as estimativas do modelo e as medições da corrente real. A diferença entre a estimativa usando parâmetros experimentais e a corrente real chegou a 114 mA negativo, ao passo que a diferença entre as estimativas usando parâmetros teóricos chegou a 134 mA negativo no pico. Tal diferença ocorre porque as estimativas são baseadas na corrente necessária para manter o carretel em uma determinada posição, e não para acelerá-lo. No entanto, tal diferença ocorre apenas nos primeiros momentos do movimento do carretel, ou durante uma mudança de direção, como pode ser constatado com a observação das Figura 46b e Figura 48b. No caso do uso de controladores com elevados ganhos a diferença entre a corrente aplicada e as correntes estimadas podem ser grandes durante os primeiros momentos antes que o solenóide responda à corrente aplicada e o carretel acelere, no entanto a diferença deve cair para uma margem aceitável em uma fração do tempo de acomodação da válvula.

Para evitar falsos alarmes, as comparações feitas nos primeiros momentos após uma variação brusca no comando de posição para a válvula devem ser descartadas. Uma variação é considerada brusca quando ela superar uma determinada porcentagem do sinal de comando de posição nominal dentro de um determinado período de tempo. Quanto tempo o período de descarte deverá durar e o que deve ser considerada uma variação brusca dependerá das características construtivas da válvula, como por exemplo, a inércia de seus componentes móveis.

Em controladores com ganhos modestos, as variações no comando para a válvula não devem gerar grandes diferenças de corrente no solenóide, fazendo com que as acelerações sejam mais suaves. Nestes casos o período de descarte seria pequeno em relação ao tempo de acomodação da válvula, e uma variação no sinal de comando só seria considerada grande o suficiente para que se realizasse o descarte de dados se tal variação representasse uma grande parte da tensão nominal de comando e ocorresse em um curto espaço de tempo. Para a HDR 01 recomenda-se um período de descarte de 0,5 s, levando em consideração que seu tempo de acomodação de 5 % é de 1,6 s com o controlador utilizado. Quanto ao que pode ser considerada uma variação brusca para esta válvula, a mesma não

gerou erros consideráveis para variações de 30% do sinal de comando de posição (30% da distância entre x_{c0} e $x_{c\max}$ ou $x_{c\min}$, que é de 0,6 mm) dentro de um espaço de tempo de 0,5 s, mas gerou grandes erros para a mesma variação dentro de um espaço de tempo de 0,05 s. Estima-se, portanto, que variações no sinal de comando de posição iguais ou superiores a 30% do sinal de comando nominal em um espaço de tempo igual ou inferior a 0,4 s devam acionar o período de descarte de 0,5 s antes que os dados possam ser utilizados para o diagnóstico.

Como se pode observar nas Figura 48c e Figura 48d, as diferenças entre as estimativas do modelo e a corrente real em situações em que a válvula está contaminada ou desgastada é bem superior às diferenças causadas pelas não-linearidades da válvula e em alguns casos superior até mesmo às diferenças causadas pela aceleração inicial do carretel, para as condições utilizadas no ensaio. As diferenças entre a estimativa de corrente usando parâmetros experimentais e a corrente real chegaram a 417 mA e 66,7 mA, ao passo que as diferenças entre a estimativa de corrente usando parâmetros teóricos e a corrente real chegou a 425 mA e 66,1 mA nos casos da válvula contaminada e desgastada respectivamente durante os ensaios apresentados neste texto. Em ambos os casos as diferenças foram bem mais duradouras do que o tempo de acomodação da válvula saudável, em especial no caso da válvula desgastada.

Na Figura 48c, o solenóide permanece saturado durante boa parte do movimento do carretel para fazer com que este se desloque para a posição de referência, saturação esta que durou quase 30 s a mais do que durou o pico da corrente aplicada pelo controlador para acelerar o carretel na Figura 48a. Tal uso do solenóide por tanto tempo pode ser considerado resultado de uma falha pelo sistema de diagnóstico. Após o carretel ser posicionado a corrente voltou a níveis próximos aos das estimativas, já que em uma válvula contaminada a diferença é causada pelo aumento do atrito e não pelo aumento das forças de escoamento.

Na Figura 48d a corrente no solenóide não foi elevada como a observada na Figura 48c durante o transiente da válvula, mas permaneceu acima das estimativas durante o regime permanente porque a diferença foi causada por uma alteração não apenas nas componentes do atrito da válvula, mas também nas forças de escoamento de regime permanente. Uma diferença persistente entre as estimativas do modelo e a corrente real no solenóide pode ser entendida como desgaste do carretel, ainda que estas diferenças sejam mais sutis que as observadas quando a válvula está contaminada.

O ensaio com a válvula desgastada merece atenção quanto às diferenças entre a corrente estimada e a corrente real no solenóide. O carretel da válvula HDR01 foi desgastado como se o mesmo tivesse sido utilizado muito mais no lado B (deslocamentos superiores a x_{c0}) do que no lado A (deslocamentos inferiores a x_{c0}). Por este motivo, grandes diferenças podem ser observadas nos deslocamentos que correspondem ao lado B e ao centro da

válvula, como pode ser observado nas Figura 49c e d, em que o controlador utiliza uma corrente constantemente maior do que a estimada para manter a posição do carretel.

Já nos deslocamentos correspondentes ao lado A, representados nas Figura 49a e b, a corrente está de acordo com os níveis estimados para um deslocamento correspondente a uma grande abertura (1,32 mm) e está elevada para um deslocamento correspondente a uma pequena abertura das vias (1,635 mm), mais próxima do centro da válvula.

Isto ocorreu porque o desgaste no carretel foi severo o suficiente para alterar o centro da válvula (x_{c0}), deslocando a faixa de deslocamentos correspondente ao lado A, como pode ser observado na Figura 50 quando comparada com a Figura 30a.

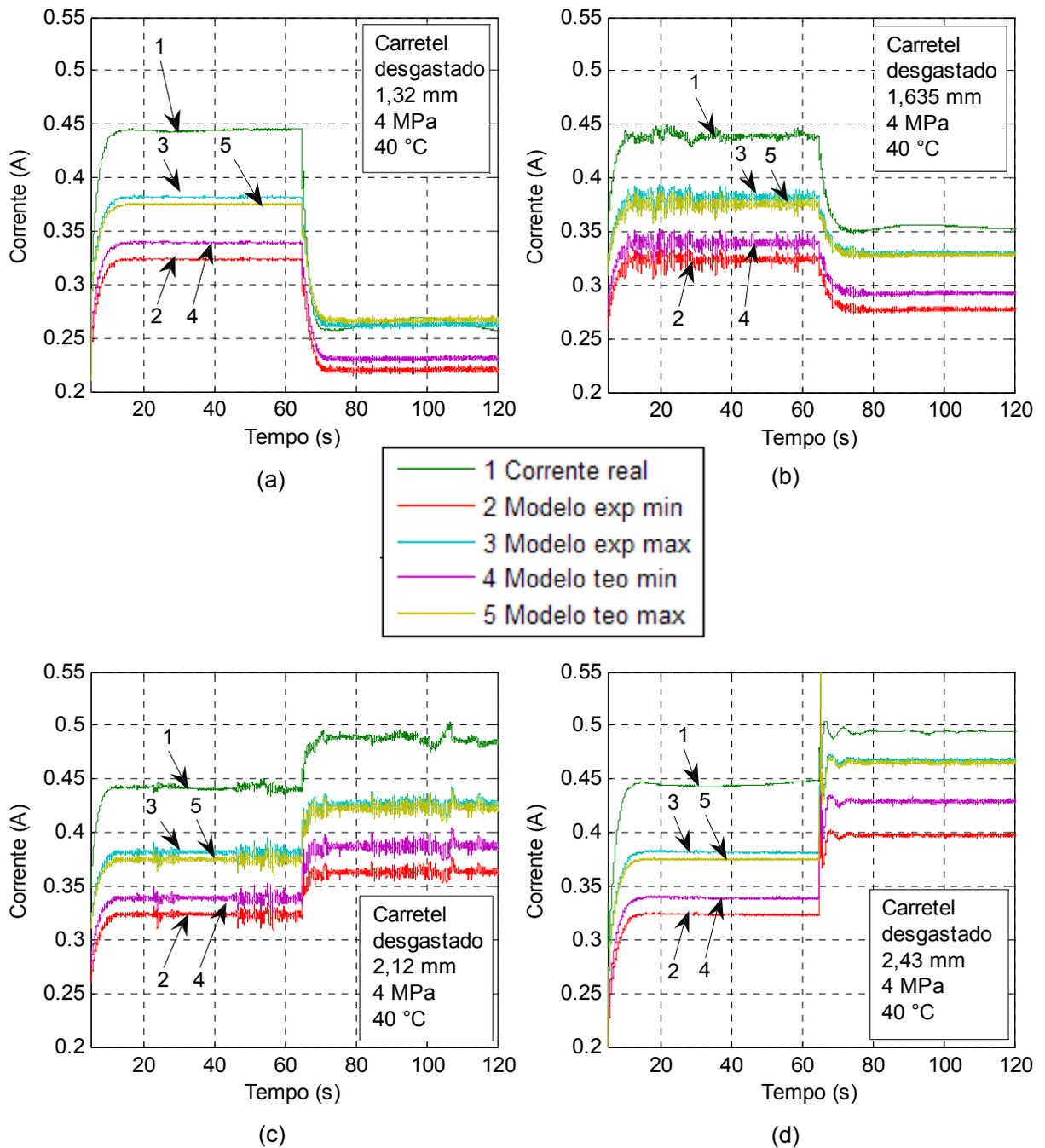


Figura 49 - Corrente do solenóide e estimativas do modelo utilizando parâmetros experimentais, teóricos e Δp_t estimada por ΔT_t com o carretel desgastado para um comando degrau de (a) 1,32 mm; (b) 1,635 mm; (c) 2,12 mm; (d) 2,43 mm com p_s de 4 MPa e T_s de 40 °C.

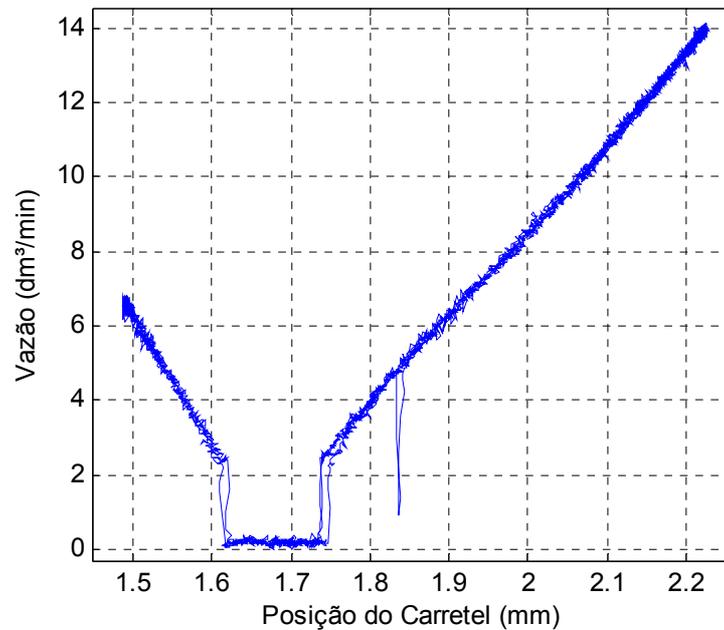


Figura 50 - Vazão x posição do carretel desgastado com p_s de 4 MPa e T_s de 40 °C.

Para facilitar a identificação dos limites de erro aceitáveis em cada condição da válvula durante a análise destes ensaios, foi obtida a diferença percentual entre a corrente aplicada no solenóide e a corrente estimada pelos modelos. Os limites do que seria considerável aceitável como funcionamento normal da válvula com suas não-linearidades e uma razoável tolerância a contaminação podem ser definidos como uma diferença percentual máxima durante o movimento do carretel e uma diferença percentual máxima durante o regime permanente. Tal limite seria decorrente da incerteza dos sensores utilizados, das simplificações do modelo, da linearidade da válvula e da tolerância do sistema à contaminação e a mudanças no comportamento da válvula. A diferença percentual pode ser calculada como sugerido na Equação (47):

$$(47) \text{ erro}\% = \frac{i_{sm} - i_{sc}}{i_{sc}} \times 100$$

Onde:

i_{sm} é a corrente medida pelo *shunt* [A];

i_{sc} é a corrente estimada pelo modelo [A].

Os resultados do cálculo do erro percentual são exibidos na Figura 51. Desta maneira, o erro das estimativas de corrente máxima devem ser sempre negativos em qualquer magnitude (ou positivos desde que dentro dos limites de erro aceitável), ao passo que o erro das estimativas de corrente mínima deve ser sempre positivo em qualquer magnitude (ou negativos desde que dentro dos limites de erro aceitável).

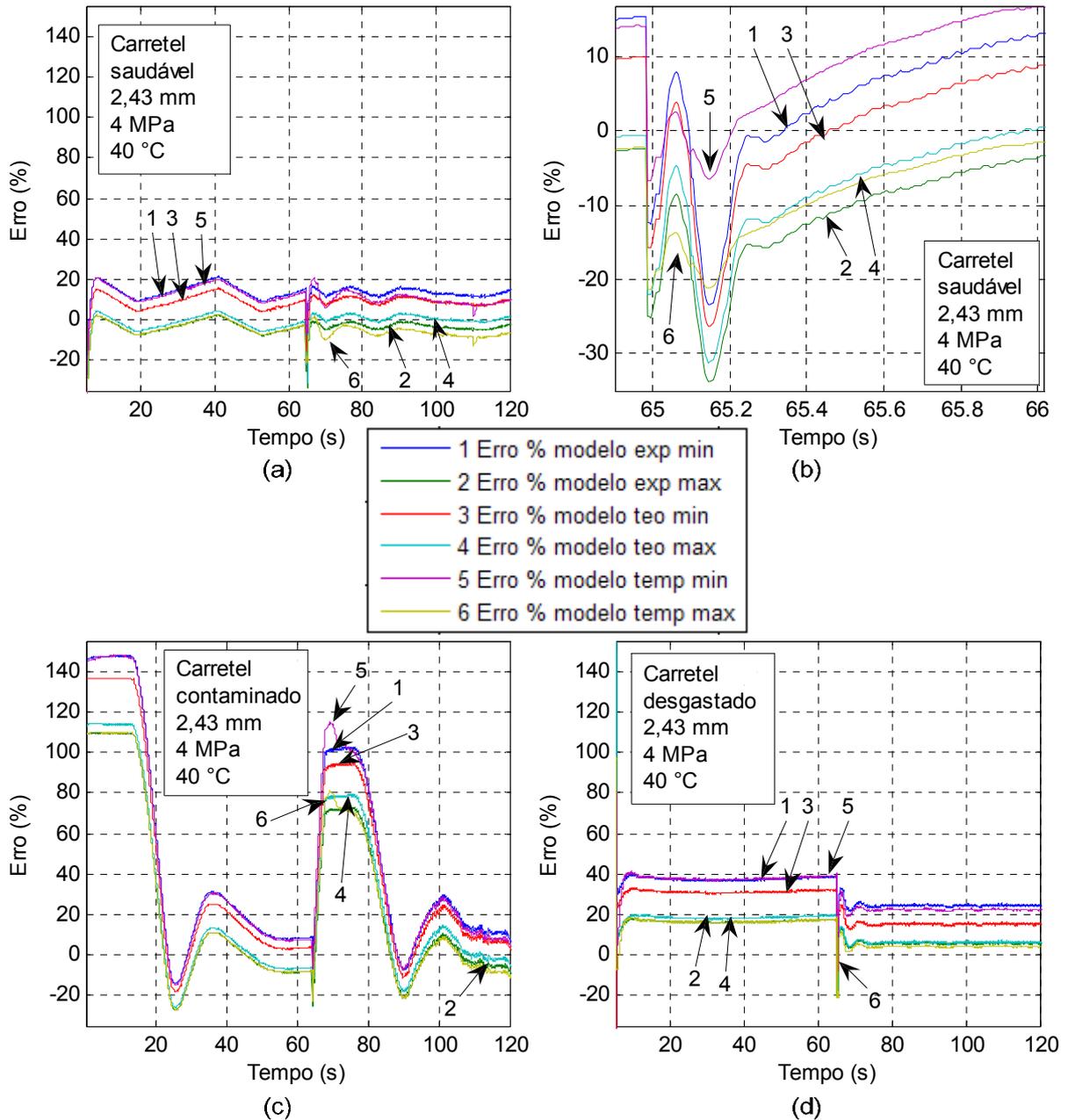


Figura 51 – Erro percentual entre a corrente no solenóide e as estimativas do modelo utilizando parâmetros experimentais, teóricos e Δp_t estimada por ΔT_t com (a) carretel saudável; (b) carretel saudável em detalhe; (c) carretel contaminado; (d) carretel desgastado para um comando degrau de 2,43 mm com p_s de 4 MPa e T_s de 40 °C.

Caso os dois erros sejam positivos ou negativos ao mesmo tempo e possuam valor acima do percentual considerado aceitável, a válvula se encontra em estado de falha.

Na Figura 51a pode-se perceber que o erro da estimativa de corrente máxima é quase sempre negativo ou inferior a 5% positivo. O erro da estimativa de corrente mínima é quase sempre positivo, exceto durante o transiente. Na Figura 51b, pode-se observar que o erro da estimativa de corrente mínima torna-se negativo e superior a 20% por uma fração de segundo durante o transiente da válvula (Figura 51b). Tais medições devem ser desconsideradas pelo sistema de detecção de falhas e diagnóstico. Em ensaios sob outras condições de pressão e temperatura os erros se mostraram tão ou mais comportados.

Já na Figura 51c pode-se observar erros da estimativa de corrente máxima superiores a 100% positivo durante um período de tempo considerável e erros da estimativa de corrente mínima negativos e superiores a 5% durante vários segundos durante o movimento do carretel. No regime permanente, os erros voltaram aos níveis aceitáveis. Tal comportamento denota contaminação da válvula. Na Figura 51d o erro da estimativa de corrente máxima é consistentemente positivo e superior a 15% no regime permanente para a válvula na posição central, e consistentemente positivo e superior a 5% na posição de 2,43 mm. Tal comportamento denota o desgaste do carretel.

4.1.2 Ensaio senoidal

Para avaliar o modelo também foram realizados ensaios senoidais com período de 1 s, 10 s e 20 s e amplitude de 0,37 mm (0,5 mm nos ensaios com a válvula saudável) a T_s de 30 °C, 40 °C e 50 °C com p_s igual a 4 MPa (40 bar). O curso da válvula sofreu uma limitação maior nos ensaios com a válvula desgastada e contaminada devido aos eventuais sobrepassos do carretel, que faziam com que o mesmo saísse da faixa linear da válvula. Tal limitação, no entanto, não fere os objetivos do ensaio, já que a válvula saudável foi ensaiada sob condições mais severas do que a válvula contaminada ou desgastada. Ou seja, se mesmo sob condições mais exigentes os erros do modelo de estimativa de corrente atuando em paralelo com a válvula saudável forem inferiores aos erros do modelo quando em paralelo com a válvula danificada ou contaminada, o modelo prova seu valor para o diagnóstico. Foram utilizados os mesmos ganhos exibidos na Tabela 5 nos controladores.

Nos ensaios com período de 1 s o modelo não se mostrou eficaz, já que os erros para o carretel saudável ficaram maiores do que os erros para a válvula contaminada. Isto é uma distorção que ocorreu porque esta frequência de acionamento é elevada demais para que a válvula acompanhe, fazendo com que o controlador constantemente aplicasse elevadas correntes no solenóide para mudar o sentido de direção do carretel. Caso o período de descarte sugerido anteriormente neste capítulo fosse utilizado, estes dados teriam sido ignorados pelo sistema de detecção de falhas, já que o sinal de comando de posição varia

bem mais que 30% do sinal de comando nominal em espaços de tempo inferiores aos 0,4 s sugeridos.

Já os resultados para as senóides com período de 10 s e 20 s são semelhantes e serão abordados a seguir, utilizando os ensaios a 20 s como referência, já que para o ensaio com período de 10 s a válvula contaminada não conseguiu acompanhar a senóide de modo que a falha seria detectada pelo comportamento do atuador. Vale notar que em ambos os casos o sinal de comando de posição não varia mais do que 30% do sinal de comando nominal em períodos iguais ou inferiores a 0,4 s, ou seja, não haveria descarte de dados por parte do sistema de detecção de falhas.

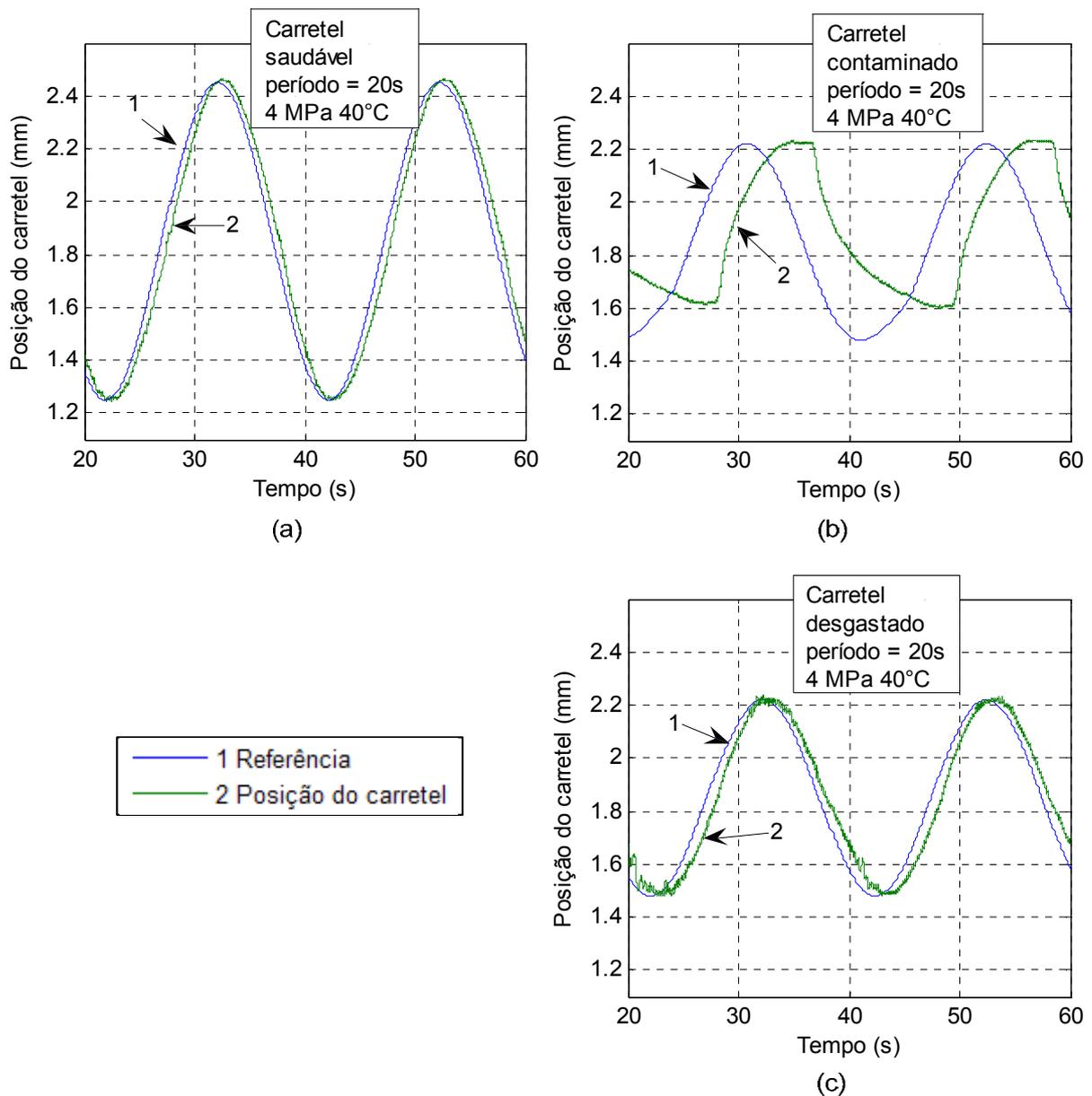


Figura 52 – Posição do carretel (a) saudável; (b) contaminado; (c) desgastado, para um sinal de comando senoidal de período igual a 20 s com p_s de 4 MPa e T_s de 40 °C.

As Figura 52a e c exibem o comportamento para o carretel saudável e desgastado, mostrando que em ambas as condições o carretel foi capaz de acompanhar a senóide com um pequeno atraso de fase, que também é causado pelos filtros utilizados para eliminar os ruídos dos sensores. Já a Figura 52b exhibe o comportamento para a válvula contaminada. Como o seu tempo de acomodação é maior, o carretel não é capaz de acompanhar a senóide, exibindo uma deformação da mesma e um atraso de fase consideravelmente maior.

A Figura 53 exhibe o erro percentual das estimativas de corrente durante este ensaio.

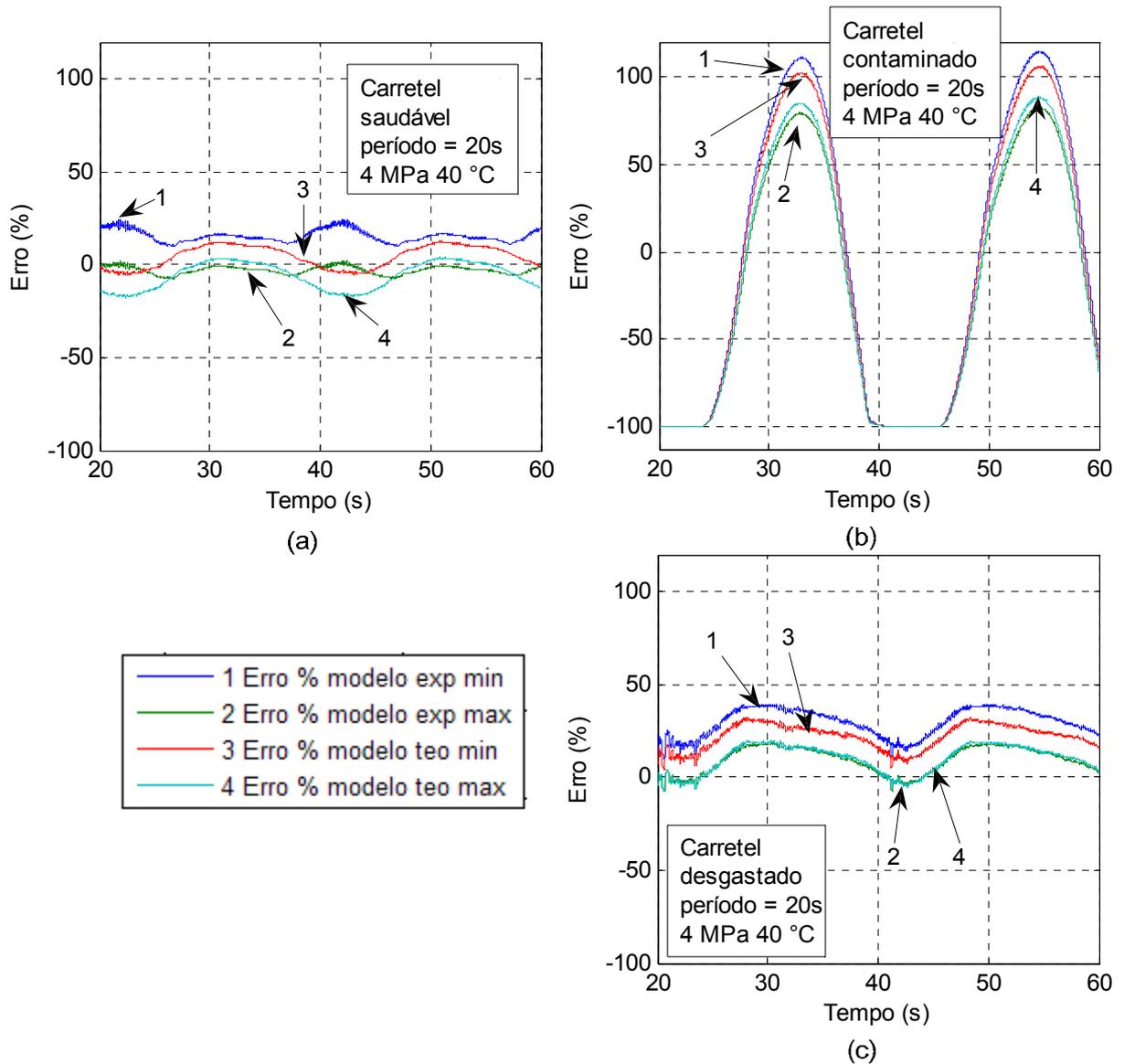


Figura 53 - Erro percentual entre a corrente no solenóide e as estimativas do modelo utilizando parâmetros experimentais e teóricos com (a) carretel saudável; (b) carretel contaminado; (c) carretel desgastado para um comando senoidal de período igual a 20 s com p_s de 4 MPa e T_s de 40 °C.

A Figura 53a mostra que para executar tal movimento, o erro da estimativa de corrente máxima não é maior do que 5% positivo, e o mesmo pode ser dito em relação ao erro da estimativa de corrente mínima, que não ultrapassou os 5% negativo. O mesmo comportamento foi observado para a senóide com período igual a 10 s.

Já o erro da estimativa de corrente máxima observado na válvula com o carretel contaminado (Figura 53b) ultrapassou os 75% positivo, mostrando que o controlador utilizou praticamente toda a força do solenóide para tentar acompanhar o sinal de comando no deslocamento no sentido do lado B. No retorno ao lado A, no entanto, apesar de o controlador ter cessado completamente a corrente no solenóide a mola não foi capaz de trazer o carretel à referência de posição, sendo que o erro da estimativa de corrente mínima foi de 100% negativo. Com o carretel desgastado (Figura 53c), o erro da estimativa de corrente máxima se manteve quase sempre positivo, indicando que a estimativa foi superada pela corrente real, chegando próximo a 20%.

Nos vários ensaios a diferentes T_s , frequências de sinal de comando e p_s realizados, pôde-se observar que o modelo de estimativa de corrente baseado na diferença de pressão realiza um bom trabalho em estimar a corrente atual do solenóide para os comandos senoidais que a válvula é capaz de acompanhar.

4.1.3 Ensaio com atuador

Neste ensaio o objetivo é avaliar o desempenho do modelo em uma situação em que a válvula está conectada a um atuador (componente 1A1 da Figura 22). Nesta configuração a Δp_i na válvula não depende apenas da perda de carga da válvula, mas também da pressão de carga do atuador.

Foi utilizado um cilindro assimétrico (1A1 da Tabela 4) como atuador, com a via A da válvula conectada à câmara menor do cilindro e a via B conectada à câmara maior.

Como nos ensaios de validação anteriores, dois conjuntos de ganhos para os controladores tiveram de ser usados, devido à instabilidade da válvula após o desgaste. Os ganhos são expressos na Tabela 6.

Tabela 6 – Ganhos dos controladores nos ensaios com atuador

	Ganho proporcional	Ganho integral
Malha da corrente no solenóide	6	10
Ensaio com o carretel saudável ou contaminado		
Malha da posição do carretel	0,1	0,4
Malha do atuador	0,0729	0,0097
Ensaio com o carretel desgastado		

Malha da posição do carretel	0,1	0,2
Malha do atuador	0,0729	0,0097

O ensaio consistiu em acionar o atuador com uma senóide de amplitude de 150 mm e período de 60 s durante 300 s. Após este período inicial, o atuador foi levado à posição de 50 mm, e em seguida para a posição de 250 mm ou 450 mm. Os ensaios foram realizados com p_s de 5 MPa e T_s de 40 °C. Serão apresentados os gráficos referentes aos ensaios com degrau de 250 mm para facilitar a visualização dos transientes. Na Figura 54 pode-se observar o deslocamento do cilindro em resposta ao degrau de 50 a 250 mm.

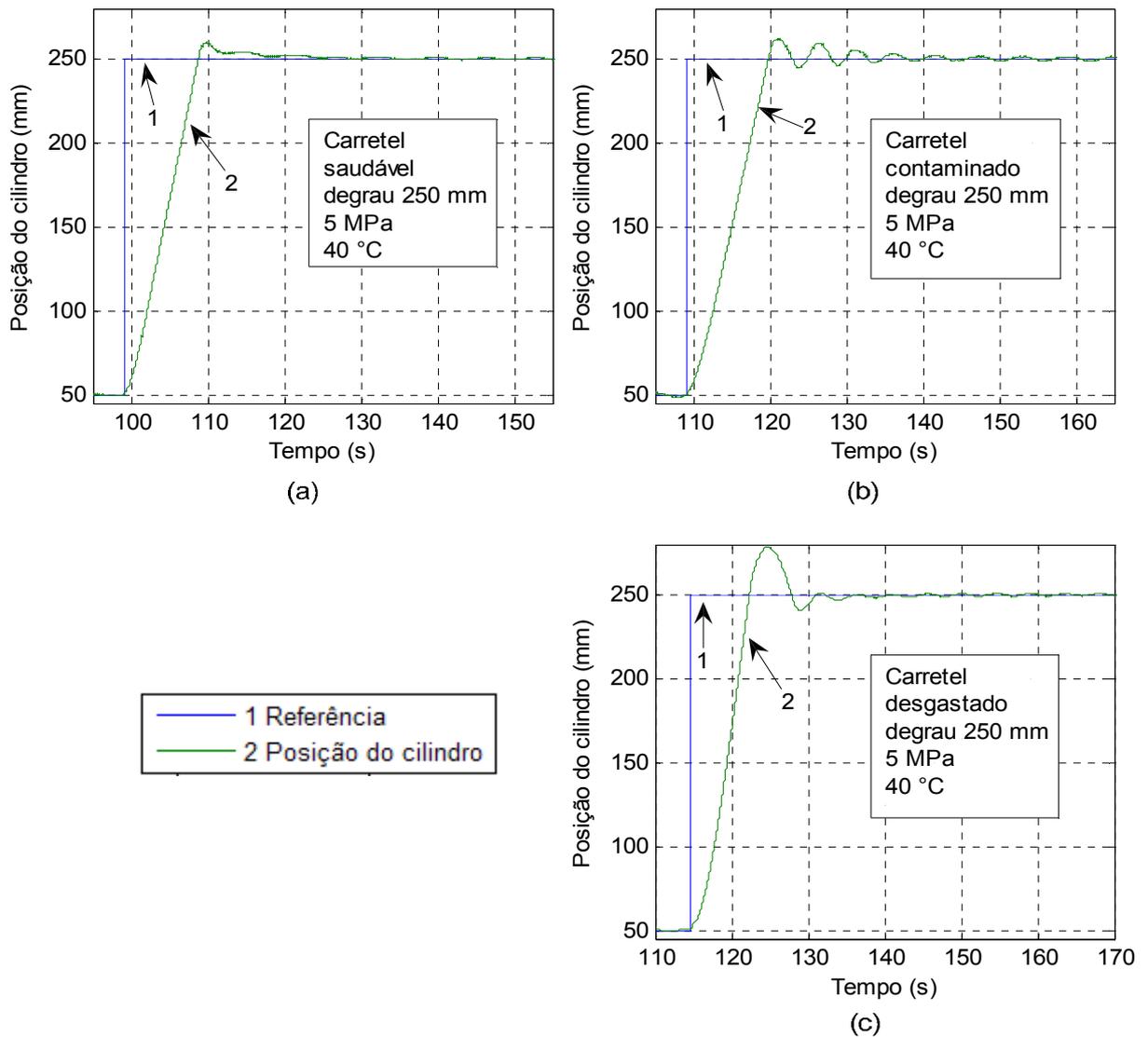


Figura 54 – Posição do cilindro assimétrico para um comando degrau de 250 mm com (a) carretel saudável; (b) carretel contaminado; (c) carretel desgastado, a p_s de 5 MPa e T_s de 40 °C.

Em todos os casos exibidos o controlador conseguiu posicionar o cilindro na referência de posição. No entanto, diferenças no sobrepasso e no tempo de acomodação podem ser percebidos, em especial na Figura 54c, devido ao aumento do coeficiente de vazão da válvula (K_v). No entanto, pode-se considerar que em todos os casos o atuador não perdeu suas funções, e considerando que a ausência de sobrepasso não seja um pré-requisito, não teve seu comportamento severamente deteriorado.

Na Figura 55 pode-se observar os movimentos do carretel para deslocar o atuador de acordo com a referência.

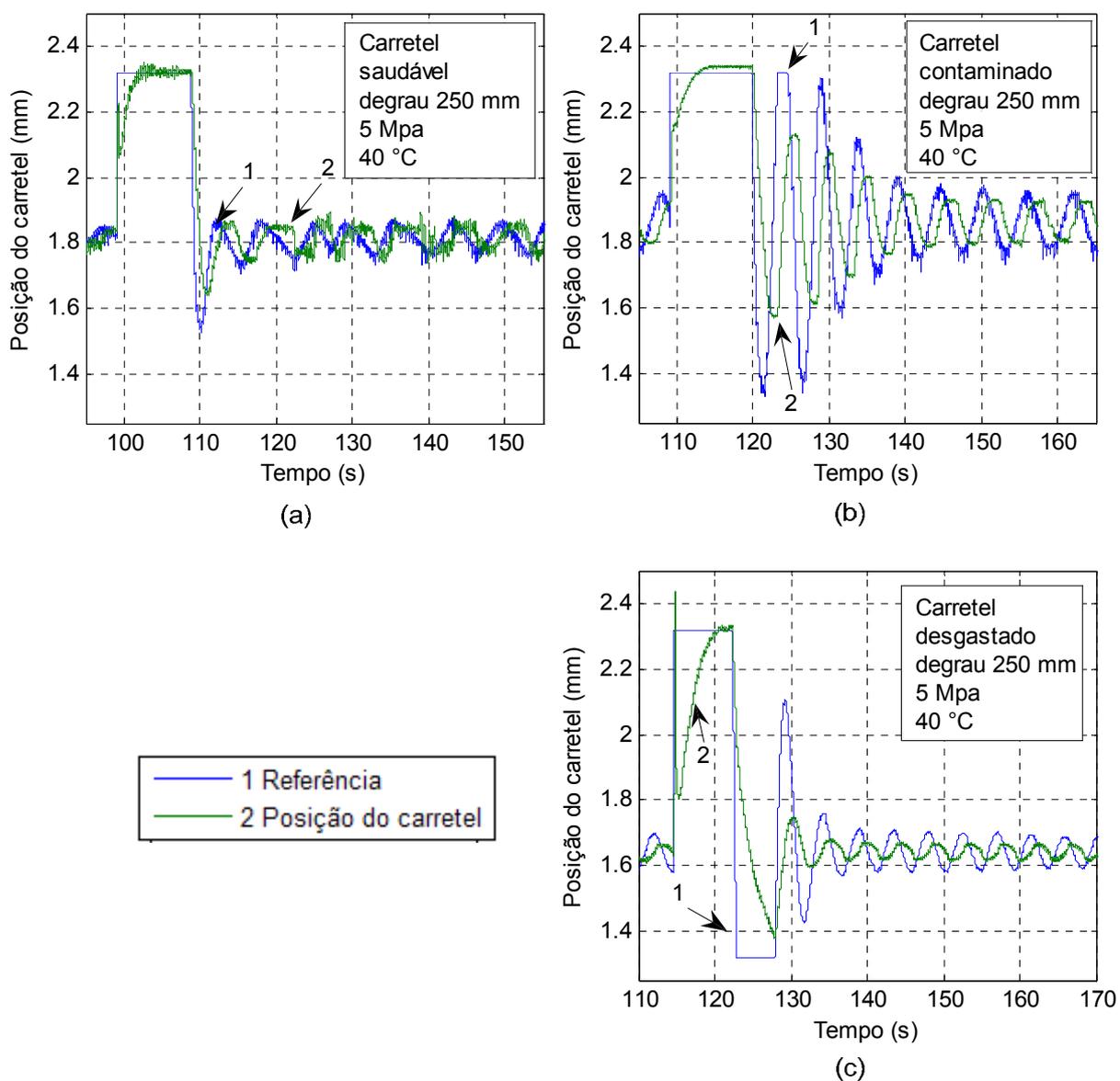


Figura 55 – Posição do carretel (a) saudável; (b) contaminado; (c) desgastado, com a válvula acionando um cilindro assimétrico para um degrau de 250 mm a p_s de 5 MPa e T_s de 40 °C. e com faixas diferentes

Em todos os casos o carretel exibe um comportamento oscilatório em regime permanente. Tal fenômeno é causado pelo *hunting* do próprio atuador, que também possui forças de atrito semelhantes às exibidas na Figura 6. Nas Figura 55a e b o carretel oscila em torno de seu centro x_{c0} , assim como na Figura 55c. No entanto, nesta última nota-se que o centro da válvula foi alterado pelo desgaste do carretel, situando-se em outra posição, como já havia sido demonstrado pela apresentação da Figura 50. Em uma válvula operando no campo, tal alteração exigiria um ajuste do *off-set* da válvula. No entanto, em todos os casos pode-se afirmar que a válvula não perdeu suas funções, e continua capaz de atuar.

A Figura 56 exibe o erro entre o modelo e a corrente real imposta pelo controlador ao solenóide da válvula. Representa o comportamento do modelo em um sistema real. Na Figura 56a pode-se observar o erro da estimativa de corrente máxima com parâmetros teóricos, cujo erro positivo não passou de 7%, e o erro da estimativa com parâmetros obtidos experimentalmente, que não passou de 5%. Já o erro da estimativa de corrente mínima usando parâmetros experimentais foi negativo apenas durante o transiente da válvula, chegando a um pico de quase 1% negativo.

O erro da estimativa de corrente mínima usando parâmetros teóricos apresentou eventuais picos inferiores a 5% negativo durante o regime permanente do atuador 1A1, e não passou deste valor mesmo durante o transiente da válvula, indicando que a corrente real do solenóide raramente cruzou o limite mínimo de corrente estimado pelo modelo.

Já com o carretel contaminado (Figura 56b) os limites de corrente mínimos e máximos estimados tanto com parâmetros experimentais como teóricos foram ultrapassados repetidas vezes, sendo que o erro de ambas as estimativas de corrente máxima foi superior a 20% positivo durante vários segundos. O erro de ambas as estimativas de corrente mínima também foi superior a 50% negativo durante alguns segundos, sendo que o erro do modelo usando parâmetros teóricos superou os 15% negativo várias vezes. Pode-se afirmar que há uma clara diferença entre o comportamento da válvula saudável e o comportamento da válvula contaminada, apesar de as figuras anteriores demonstrarem que a válvula não perdeu suas funções e não deixou de posicionar o atuador 1A1 em sua referência.

As diferenças entre o comportamento da válvula com carretel saudável e com o carretel desgastado também foram marcantes, como se pode perceber pela análise da Figura 56c. O erro das estimativas de corrente máxima foram consistentemente positivos, indicando que a corrente empregada pelo controlador para posicionar o carretel foi quase sempre superior à estimada pelo modelo usando tanto parâmetros experimentais como teóricos. No entanto o modelo com parâmetros experimentais foi o mais sensível ao desgaste, exibindo consistentemente erros superiores a 10% positivo, em contraste com os erros sempre inferiores a 5% positivo exibidos durante os ensaios com válvula com o carretel saudável.

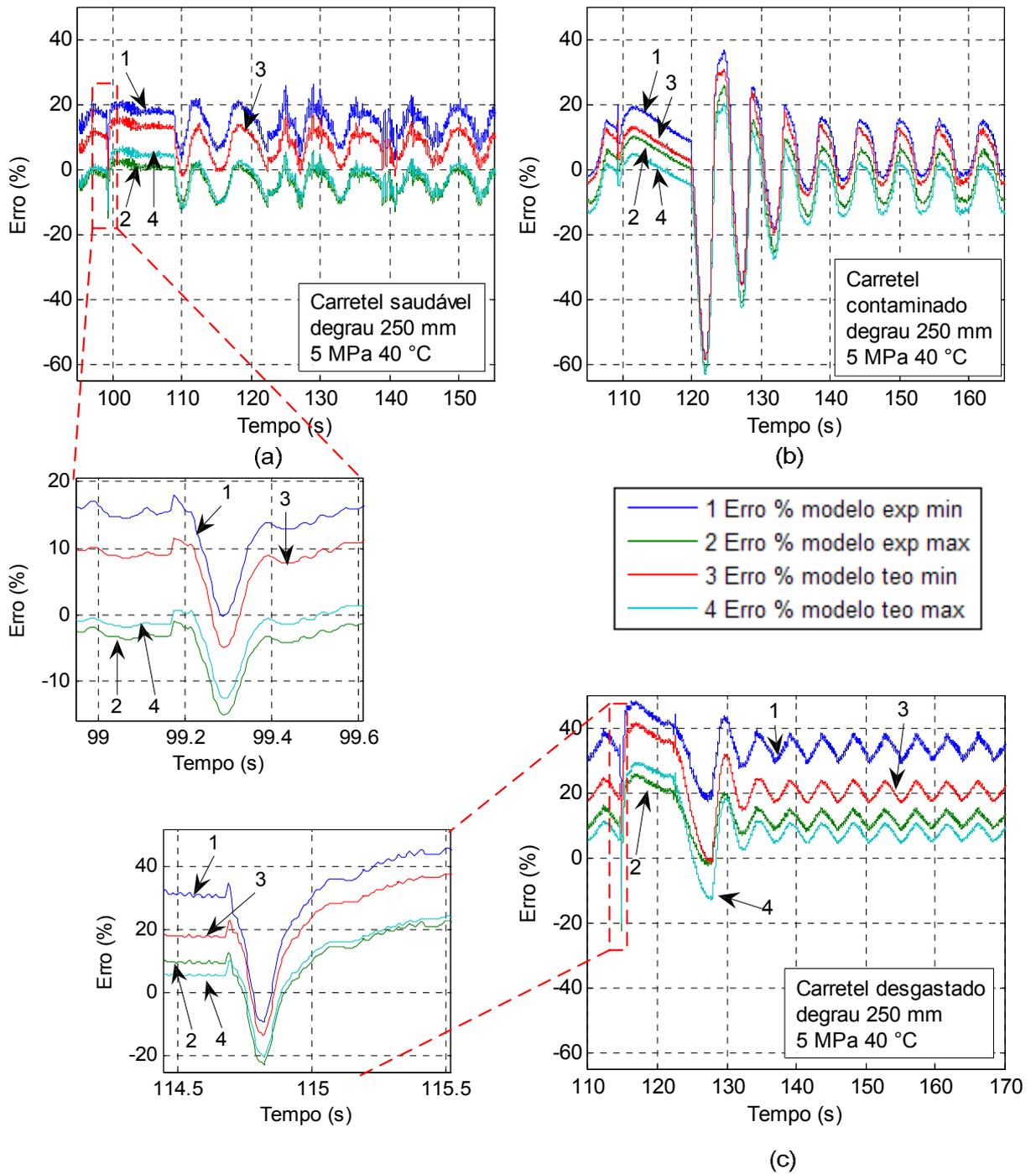


Figura 56 - Erro percentual entre a corrente no solenóide e as estimativas do modelo utilizando parâmetros experimentais e teóricos com (a) carretel saudável; (b) carretel contaminado; (c) carretel desgastado com a válvula acionando um cilindro assimétrico para um degraú de 250 mm a p_s de 5 MPa e T_s de 40 °C.

Mesmo no transiente da válvula, em que as estimativas de corrente mínima apresentaram erro apreciável, os erros foram superiores aos apresentados nos ensaios com a válvula saudável.

No entanto, uma ressalva deve ser feita ao uso do ΔT_i para estimar o Δp_i quando usando cilindros como atuadores. Quando o cilindro fica parado por algum tempo, o fluido troca calor com o ambiente, fazendo com que sua temperatura mude drasticamente. Quando a válvula volta a acioná-lo, as grandes diferenças de temperatura fazem com que as estimativas de queda de pressão na válvula e corrente no solenóide sejam momentaneamente incoerentes. Erros superiores a 100% negativo que duraram alguns segundos foram percebidos nas estimativas de corrente mínima feitas com as estimativas de Δp_i em válvulas saudáveis, algo que certamente levaria a um falso alarme de contaminação. A Figura 57 exibe o erro percentual das estimativas de corrente mínima e máxima usando parâmetros experimentais e estimativas de Δp_i usando ΔT_i em uma válvula saudável. Trata-se do mesmo ensaio exibido na Figura 56a, onde o erro da estimativa de corrente máxima usando parâmetros experimentais não ultrapassou os 5% positivo. Na Figura 57 o erro é superior a 30% positivo durante alguns segundos. Nesta situação o cilindro estava parado em 50 mm por 100 s antes de o controlador receber o comando para reposicioná-lo em 250 mm.

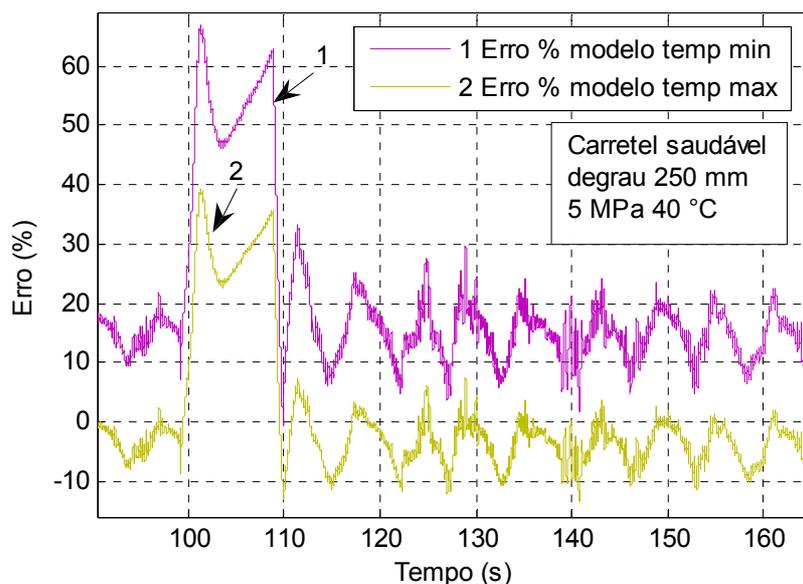


Figura 57 - Erro percentual entre a corrente no solenóide e as estimativas do modelo utilizando parâmetros experimentais e a estimativa da Δp_i baseado em ΔT_i para o carretel saudável com a válvula acionando um cilindro assimétrico para um degrau de 250 mm a p_s de 5 MPa e T_s de 40 °C.

4.1.4 Ensaio senoidal

Este ensaio foi realizado a p_s de 5 MPa (50 bar) e T_s de 40 °C, com um sinal de comando senoidal para o atuador de períodos iguais a 40 s, 60 s, 80 s e 100 s, com ampli-

tude de 150 mm e centro em 250 mm. Antes do registro dos dados de cada ensaio, o cilindro operou por 300 s nas mesmas condições do ensaio. Serão exibidos os gráficos do ensaio usando a senóide com período de 40 s por serem os mais exigentes para o cilindro, e também por facilitarem a observação de transientes nos gráficos. Foram utilizados os mesmos ganhos da Tabela 6 nos controladores durante estes ensaios. A Figura 58 exibe os movimentos do cilindro 1A1 em resposta aos sinais de comandos utilizados nos ensaios.

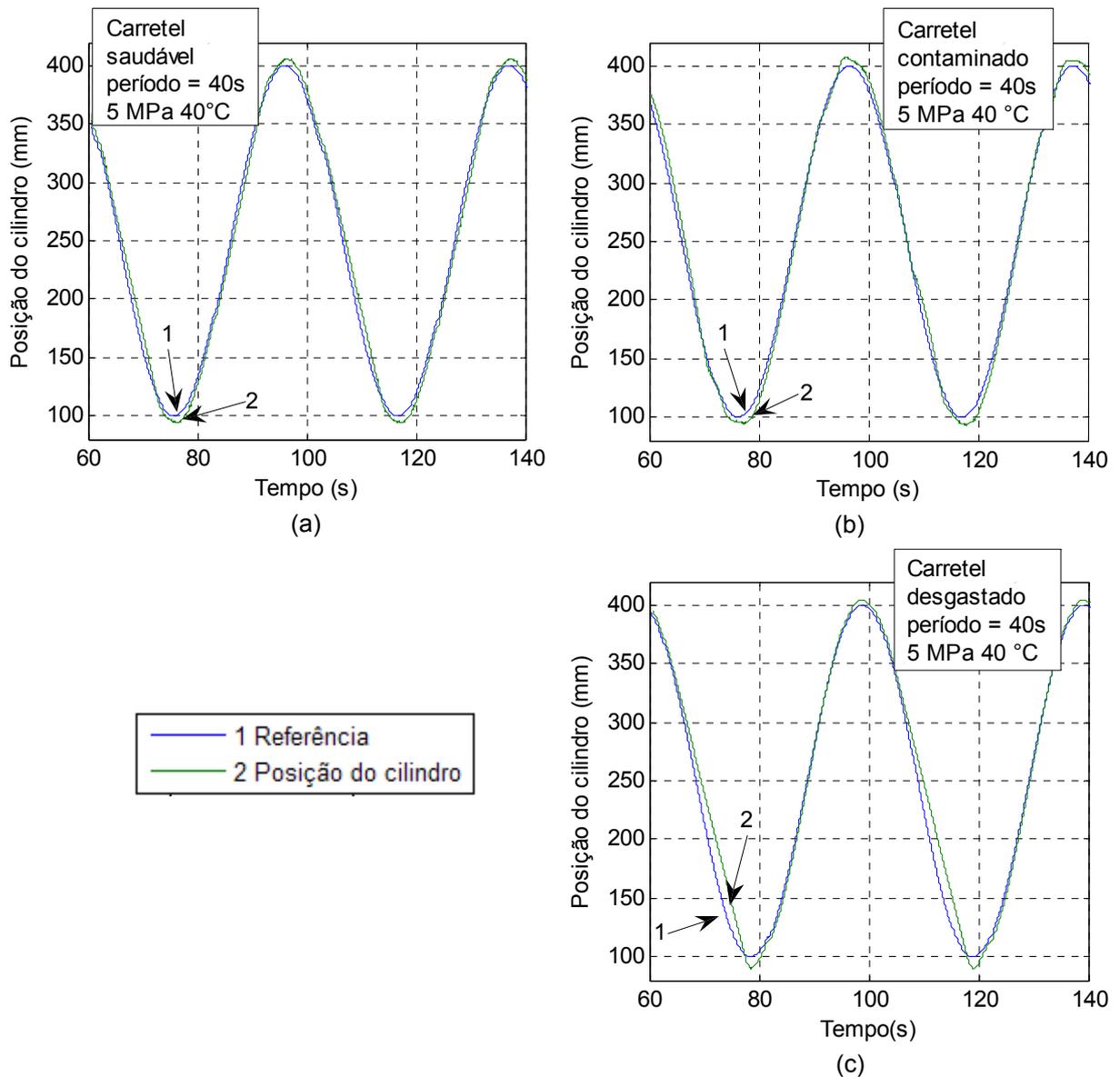


Figura 58 – Posição do cilindro assimétrico para um comando senoidal de período igual a 40 s com (a) carretel saudável; (b) carretel contaminado; (c) carretel desgastado, a p_s de 5 MPa e T_s de 40 °C

Pode-se perceber nas Figura 58a e b que o cilindro acompanha adequadamente a referência. Já na Figura 58c, percebe-se que o cilindro tem dificuldades em acompanhar a referência quando esta recua o cilindro para posição de 100 mm. Tal dificuldade ocorre por causa da mudança do centro da válvula. No entanto, um ajuste que permitisse que a válvula

se deslocasse até um $x_{c\min}$ inferior não foi possível já que o carretel entraria na zona não-linear da válvula. Ainda assim, o cilindro atendeu satisfatoriamente ao sinal de comando de posição em todos os casos, podendo-se dizer que o mesmo não perdeu suas funções.

A Figura 59 exibe os movimentos que o carretel realiza para posicionar o atuador 1A1 de acordo com o sinal de comando.

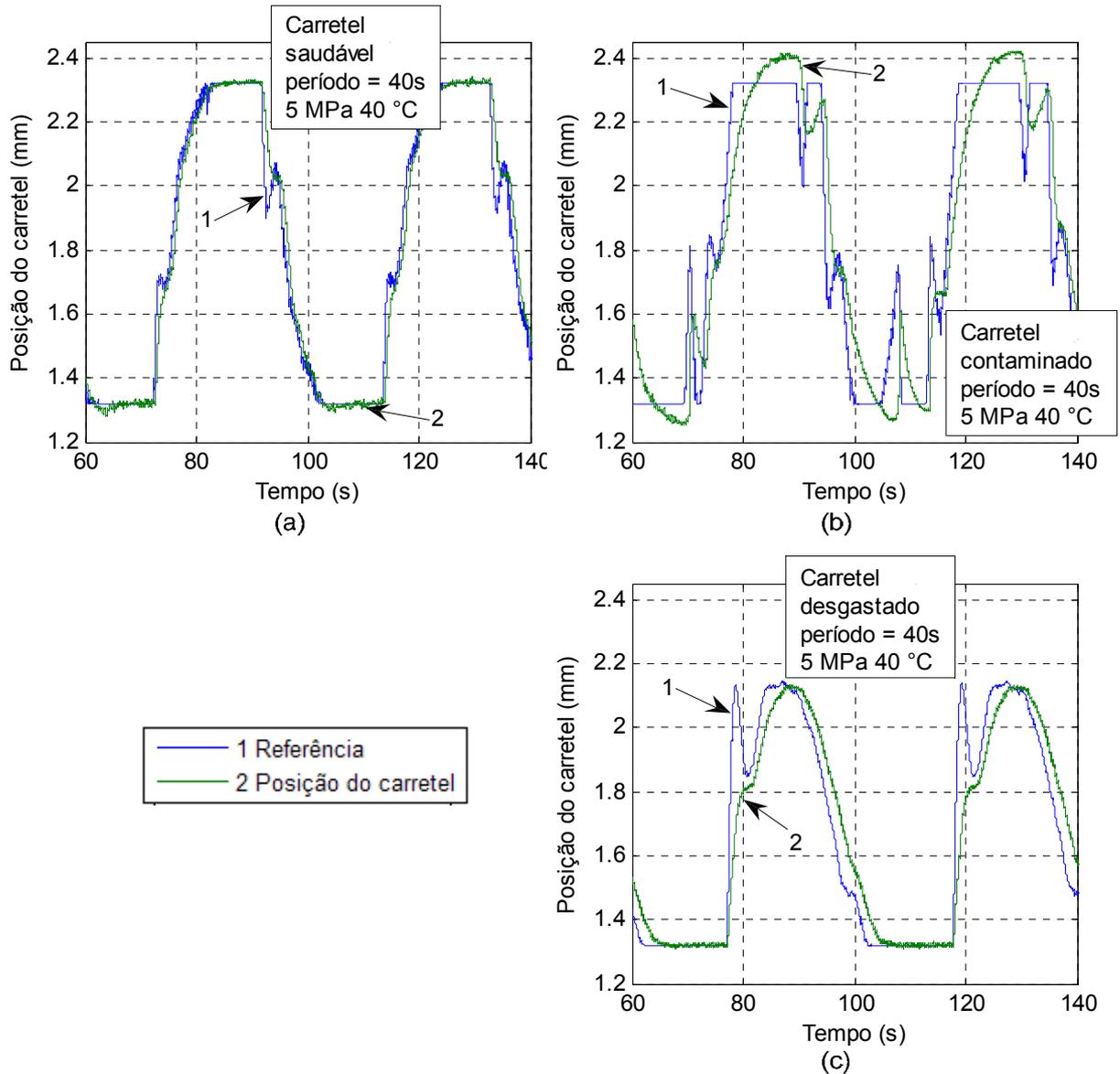


Figura 59 - Posição do carretel (a) saudável; (b) contaminado; (c) desgastado, com a válvula acionando um cilindro assimétrico para um comando senoidal de período igual a 40 s a p_s de 5 MPa e T_s de 40 °C.

Pode-se observar que o seguimento da válvula com o carretel saudável (Figura 59a) é melhor do que o da válvula com o carretel contaminado (Figura 59b) ou com o carretel desgastado (Figura 59c). Ainda assim, em todos os casos o carretel segue de maneira acei-

tável a referência de posição, evidenciando que a válvula não perdeu suas funções e ainda possui mobilidade em toda a faixa de deslocamento linear do carretel.

A Figura 60 exibe o erro percentual dos modelos de estimativa de corrente.

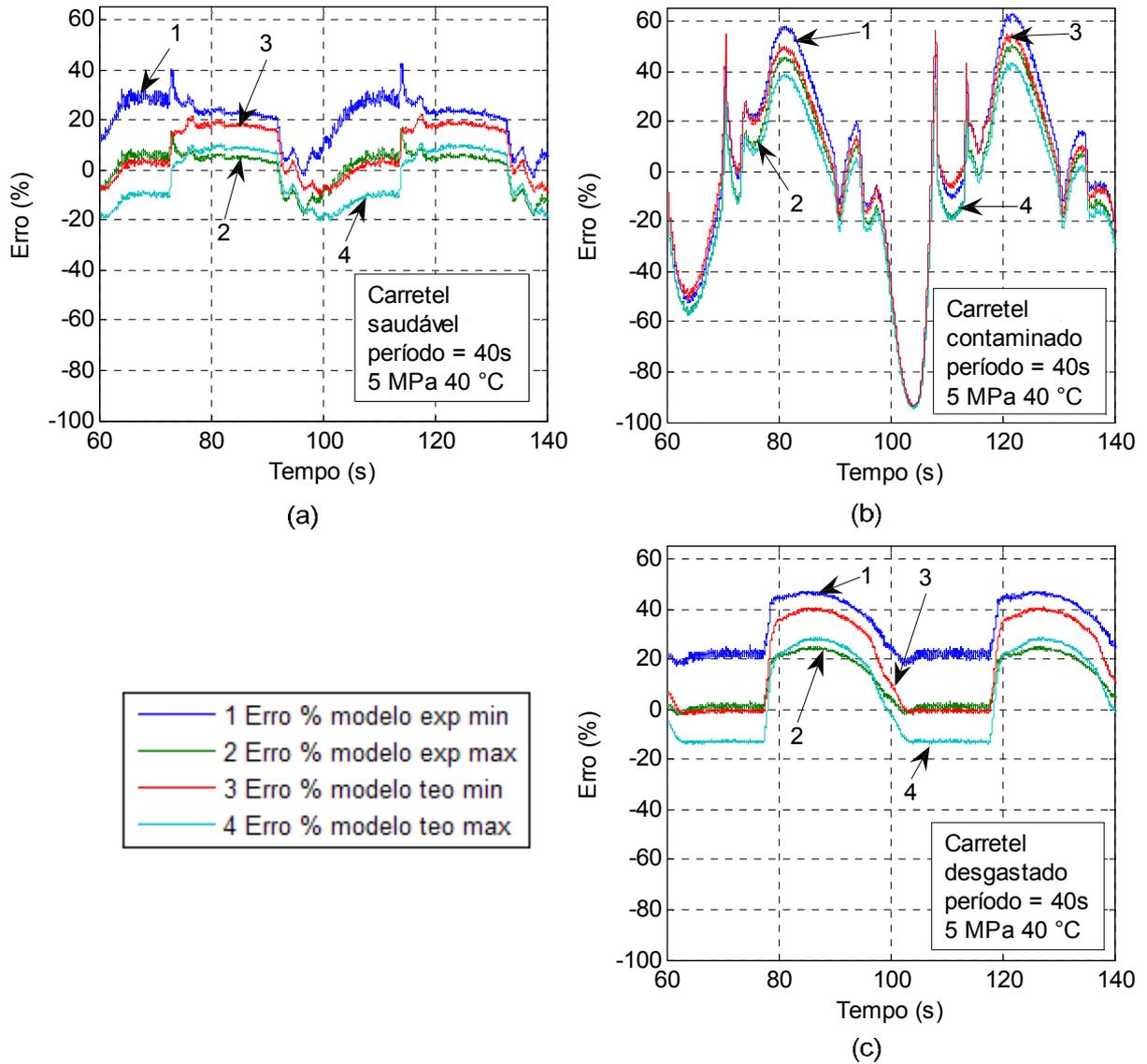


Figura 60 - Erro percentual entre a corrente no solenóide e as estimativas do modelo utilizando parâmetros experimentais e teóricos com (a) carretel saudável; (b) carretel contaminado; (c) carretel desgastado com a válvula acionando um cilindro assimétrico para um comando senoidal de período igual a 40 s a p_s de 5 MPa e T_s de 40 °C

Na Figura 60a, o erro das estimativas de corrente máxima utilizando parâmetros teóricos ou experimentais não ultrapassam 20% positivo durante o transiente (quando o comando varia de 1,32 para 1,6 mm), ao passo que as estimativas de corrente mínima utilizando parâmetros teóricos não ultrapassam 10% negativo e utilizando parâmetros experimentais não ultrapassam 5% negativo. O modelo utilizando parâmetros experimentais obte-

ve um melhor desempenho, como observado nos outros experimentos realizados neste trabalho.

Com o carretel contaminado, o erro das estimativas de corrente máxima ultrapassou os 40% por vários segundos, ao passo que o erro das estimativas de corrente mínima ultrapassou os 85% negativo. Novamente uma grande diferença em relação ao comportamento de uma válvula saudável é percebida, apesar do sistema de posicionamento hidráulico continuar realizando seu trabalho.

Diferenças acentuadas também foram percebidas em relação aos ensaios com o carretel desgastado. O erro das estimativas de corrente máxima foi superior a 20% por um tempo considerável, ao passo que o erro das estimativas de corrente mínima não foi apreciável. Tal comportamento indica que o controlador precisou utilizar mais força do que o normal em praticamente todos os movimentos do carretel, evidenciando o desgaste da válvula.

CAPÍTULO 5

CONCLUSÕES

Nos ensaios do capítulo anterior observou-se que o modelo de estimativa de corrente apresenta diferenças entre o comportamento de uma válvula saudável e o comportamento de uma válvula contaminada ou desgastada antes que tais condições sejam evidentes no comportamento do atuador ou levem a válvula a perder completamente suas funções. Tal funcionalidade é importante para que se possa monitorar a condição da válvula e aplicar uma política de manutenção preditiva ao sistema hidráulico. No entanto, algumas situações devem ser discutidas para garantir que as informações disponíveis sejam adequadamente utilizadas.

5.1 Discussão dos ensaios de validação

5.1.1 Tolerância a erros entre o modelo e a corrente real

Quando da caracterização de uma válvula para o uso do modelo é importante que se avalie os níveis aceitáveis de erro para cada válvula e para o sistema onde ela está instalada. A válvula utilizada neste trabalho, por exemplo, possui grande tolerância ao desgaste e à contaminação, devido à sua grande folga interna. Por este motivo um desgaste relativamente grande teve de ser realizado em suas arestas de controle para que seu comportamento dinâmico e sua vazão fossem alterados e, portanto, detectado pelo modelo. Da mesma forma, elevadas margens de erro tiveram de ser toleradas em função do atrito estático observado.

Em válvulas de alto desempenho, com tolerâncias menores e medidas contra o atrito estático, desgastes imperceptíveis a olho nu já seriam capazes de causar alterações no desempenho da válvula. Níveis de contaminação bem menores fariam a válvula travar. Nestes casos, transdutores de baixa incerteza devem ser utilizados e o nível de erro tolerável deve ser baixo, para que seja possível detectar falhas antes que a válvula perca suas funções.

Isto também depende do sistema onde ela está instalada. Em sistemas tolerantes à contaminação é possível que o operador queira ser alertado apenas quando a válvula estiver bastante comprometida. Por outro lado em sistemas onde quaisquer alterações de desempenho sejam prejudiciais, como sistemas militares, a tolerância a erros deve ser bem menor, assim como a qualidade dos transdutores utilizados e dos filtros do sistema.

5.1.2 Condições de não-deteção com o uso do modelo de corrente

Quando a válvula estiver operando em seu limite de potência, representado pela curva 1 da Figura 16, a mesma já estará usando toda a força do solenóide apenas para posi-

cionar o carretel. Nesta situação é possível que o solenóide não tenha força suficiente para posicionar o carretel em posições de maior vazão, situação na qual o erro das estimativas de corrente estará dentro do aceitável, no entanto o erro de regime permanente da malha de posição do carretel x_c não estará. Isto ocorre porque nesta situação o controlador já estará aplicando a corrente de saturação. A posição onde o carretel irá parar estará de acordo com a corrente aplicada para alcançar tal posição àquela Δp_i . Não haverá, portanto, erro entre a corrente real imposta ao solenóide pelo controlador e as estimativas do modelo. Embora isto não indique uma falha da válvula, indica um erro de projeto ou de operação, que pode levar à queima do solenóide e a movimentos indesejados do atuador.

Observando outro aspecto desta situação, se a válvula estiver próxima do limite de potência por uma margem pequena, não haverá uma reserva de força para lidar com desgastes ou contaminantes. Se tais situações ocorrerem, a válvula irá falhar, e tal falha pode não ser detectável pela comparação com o modelo, já que a diferença entre a corrente estimada pelo modelo e a corrente nominal aplicada pelo controlador em seu limite seria pequena.

Isto evidencia a importância de se dimensionar a válvula adequadamente para assegurar durabilidade e eficiência ao sistema hidráulico.

Outra situação de possível não detecção ocorre quando a válvula é alimentada por uma fonte diferente da que alimenta eletrônica que a comanda, como quando as malhas fechadas são implementadas por componentes externos à válvula. Neste caso é possível que a fonte que alimenta o solenóide sofra uma queda de tensão ou falhe por completo. Da mesma forma, o solenóide pode estar queimado, ou o fio que o conecta ao amplificador pode estar desconectado. Em todos estes casos a corrente aplicada ao solenóide seria igual a zero ou inferior em alguma magnitude à referência de corrente enviada pelo controlador. Especialmente em válvulas onde há uma posição válida para corrente nula no solenóide, como é o caso de válvulas duplo solenóide centradas por mola, o erro entre a corrente lida no *shunt* e a corrente estimada pelo modelo para a posição alcançada pelo carretel estaria dentro dos níveis aceitáveis. No entanto, o erro entre a corrente lida e a referência de corrente seria grande, assim como o erro de posicionamento do carretel. Tal ocorrência é possível porque as estimativas são baseadas na posição do carretel, e não no comando de corrente ou de posição do carretel.

5.1.3 Efeito de perturbações sobre o sistema hidráulico

Deve-se levar também em consideração a falsa detecção de falha devida às perturbações ao sistema onde a válvula está instalada. Um estudo das perturbações que o sistema hidráulico pode sofrer em campo deve ser efetuado para que seja possível avaliar os efeitos destas perturbações sobre a válvula e sobre o modelo, permitindo diferenciar tais situações da condição de falha da válvula.

5.1.4 Usos do modelo de corrente da válvula

O modelo pode ser utilizado em associação a um sistema supervisor, um sistema especialista, uma rede neural ou outra maneira de realizar o monitoramento e a avaliação das diferenças entre suas estimativas e as respostas da válvula. Desta maneira pode-se realizar a detecção de falhas e o diagnóstico de maneira automática. O monitoramento consistiria no acompanhamento constante, a intervalos de tempo definidos, da diferença entre as estimativas do modelo e as respostas da válvula, e a avaliação consistiria em identificar como e quando tais diferenças ocorrem para inferir sobre o estado da válvula. Para tanto o sistema de monitoramento e avaliação escolhido deverá receber em tempo real as estimativas do modelo e a correspondente leitura da resposta da válvula. No caso de um sistema especialista, regras devem ser definidas para que o mesmo seja capaz de reconhecer as situações de desgaste e contaminação. No caso de uma rede neural, a mesma deve ser treinada nestas condições.

Alternativamente, um operador pode avaliar o resultado de ensaios, tal como foi feito neste trabalho para tirar conclusões sobre o estado da válvula.

Tal ferramenta pode ser utilizada em campo ou ainda na fábrica, para identificar válvulas fora das tolerâncias de manufatura. Abaixo são sugeridas duas condições especiais em ambos os casos.

Em campo a instalação da válvula pode não possuir todos os transdutores necessários ao uso do modelo de estimativa de corrente. Neste caso podem-se fixar variáveis do modelo para uma condição padrão que possa ser mantida em campo, como por exemplo, operação à temperatura típica do sistema onde ela está instalada e Δp_t típica. Neste caso o diagnóstico só deverá ser feito quando se puder assegurar que o sistema se encontra nestas condições, ou seja, após ter atingido a temperatura de operação e durante um movimento ou condição em que se conhece a queda de pressão total na válvula, como o deslocamento de um cilindro a velocidade constante com carga conhecida. Durante os momentos em que estas condições forem verdade o diagnóstico poderá ser realizado apenas com a medição de x_c e i_s .

Outra possibilidade é a instalação da válvula de maneira que se possa alterar o circuito hidráulico com o uso de válvulas esfera, tal qual como no circuito hidráulico da Figura 22 (pelas válvulas 1V4, 1V5, 1V6 e 1V7). Desta forma é possível isolar o atuador e manter condições constantes na válvula que permitam o uso de transdutores de temperatura para estimar a Δp_t . Tais transdutores são usualmente mais baratos do que transdutores de pressão. Este artifício, apesar de menos sensível a falhas incipientes devido à incerteza dos transdutores, pode auxiliar no isolamento de uma falha em um circuito complexo sem a necessidade do desmonte da válvula.

Na fábrica, sob condições controladas e com uma bancada de ensaios adequada, é possível aferir o comportamento de válvulas com o uso de um solenóide padrão, e de solenóides com o uso de uma válvula padrão, dispensando o uso de outros transdutores além dos necessários para o diagnóstico sugerido neste texto. Como as condições de vazão e pressão podem ser controladas e mantidas em uma bancada de ensaios, é possível o uso dos transdutores de temperatura para estimar a pressão de operação, barateando o custo do ensaio.

5.1.5 Diagnóstico de falhas

Sabe-se que é possível detectar desgaste, contaminação e travamentos apenas com o acompanhamento dos erros dos modelos apresentados. No entanto, regras para o diagnóstico devem ser estabelecidas, podendo estas ser usadas em sistemas especialistas ou por um operador durante a avaliação das diferenças entre as estimativas do modelo e as respostas da válvula:

1. Após a mudança de sentido do carretel ou após a ocorrência de uma diferença considerável no comando da válvula (como constatado na seção 4.1.1), aguardar uma fração do tempo de acomodação antes de realizar leituras. Tal tempo dependerá das características da válvula. Para a válvula HDR01 apresentada neste trabalho nas condições observadas, sugere-se um “período de descarte” de 0,5 s, com alguma margem de segurança. O mesmo deve ser aplicado após variações no sinal de comando iguais ou superiores a 30% do sinal de comando de posição nominal em um período igual ou inferior a 0,4 s. Dados obtidos quando a válvula está fora da faixa linear de operação também devem ser ignorados, pois as linearizações feitas para os modelos não são válidas nestas regiões.
2. Durante o transiente, que é o período compreendido entre a mudança do sinal de comando de posição e a chegada do carretel a 95% do sinal de comando, deve-se tolerar um erro superior ao tolerado em regime permanente. Para a válvula apresentada neste trabalho, sugere-se tolerar erros de até 50 mA para o transiente e de até 25 mA para o regime permanente, valores estes que são superiores aos encontrados nos ensaios realizados para válvulas saudáveis se respeitado o critério de descarte, mas ainda assim inferiores aos ocorridos em situações de falha.
3. Em válvulas com menor folga radial, tolerar um erro superior ao usual quando a válvula estiver próxima do seu centro (principalmente para aberturas até 15% da abertura nominal). Tal medida é necessária para acomodar a variação do ângulo de jato θ , que não é considerada pelo modelo utilizado (derivado da Equação (13)). De acordo com Merrit (1967), as forças de escoamento encontradas em deslocamentos próximos ao centro da válvula podem ser 2 vezes maiores do que

as estimadas pelos modelos que descrevem F_{escRPa} (2.2.2.3). Tal efeito foi sutil na válvula apresentada neste trabalho e, portanto, nenhuma sugestão para esta tolerância será feita para a mesma.

Falhas adicionais podem ser detectadas se os dados de outras variáveis da válvula forem utilizados para o diagnóstico. Para complementar o diagnóstico implementado com as regras acima, pode-se avaliar também:

1. O erro de regime permanente da malha de posição do carretel. Trata-se de uma informação importante, pois erros excessivamente grandes de posicionamento do carretel indicam que a válvula não está desempenhando suas funções adequadamente independentemente do motivo, que pode ser desde uma falha mecânica a erros de operação ou ajuste do controlador. Um ajuste inadequado do controlador (como o uso de ganhos proporcionais e integrais excessivamente pequenos) só poderá ser detectado através deste erro.
2. O erro de regime permanente entre o comando de corrente e a corrente medida pode indicar problemas na fonte que alimenta o solenóide, a queima ou o superaquecimento do mesmo, a desconexão do cabo que conecta a fonte ao solenóide ou um ajuste inadequado do controlador do solenóide.
3. A queda de pressão total na válvula pode indicar que a válvula está operando acima do seu limite de potência. A pressão de suprimento pode indicar que a válvula está operando acima do limite suportado por seus componentes e evitar acidentes como a ruptura do corpo da válvula. A detecção da ocorrência frequente de picos de pressão elevados pode evitar danos permanentes ao sistema hidráulico. Não se trata de uma falha na válvula, mas trata-se de condições que levarão a falhas.
4. A leitura da temperatura do fluido pode alertar para a operação a temperaturas acima das recomendadas para os componentes da válvula como vedações, sensor Hall, solenóide e o próprio fluido hidráulico. Diferenças de temperatura muito acima da típica para um determinado sistema também são indicativas de um elevado vazamento interno da válvula, no entanto esta diferença deve ser definida caso a caso. Pode ser avaliada periodicamente, após todas as outras mencionadas nesta seção, por se tratar de um fenômeno de dinâmica lenta. Assim como a monitoração da pressão no sistema hidráulico, a monitoração da temperatura pode prevenir falhas e aumentar a confiabilidade da válvula.

A análise do modelo sugerido neste trabalho em conjunto com a análise dos sinais de comando de posição, posição do carretel, comando de corrente e corrente no solenóide é capaz de gerar informações necessárias para a detecção tanto de falhas incipientes como catastróficas. A análise dos outros sinais sugerida na Seção 5.1.5 é também capaz de de-

tectar condições potencialmente danosas para o sistema, permitindo a implementação de uma política de manutenção preditiva.

Com estes resultados, este trabalho pode subsidiar o desenvolvimento de um sistema de diagnóstico de válvulas, assim como sua parametrização. Nos casos em que este modelo não representar adequadamente as condições operacionais da válvula, o referencial teórico apresentado, assim como a bibliografia utilizada podem auxiliar a preencher as lacunas com a adoção de equações mais completas no lugar das que foram utilizadas.

A pesquisa realizada durante este trabalho contribui também como uma compilação de informações sobre falhas de válvulas, que pode ser utilizada tanto no projeto como na operação e manutenção das mesmas, gerando políticas para evitar as causas geradoras das falhas discutidas neste trabalho. Tal ação aumentaria a confiabilidade e a durabilidade dos componentes do sistema hidráulico como um todo.

5.2 Sugestões para trabalhos futuros

Em trabalhos futuros sugere-se a adaptar o modelo para trabalhar não mais com Δp_t , mas com a diferença de pressão por via, e não mais com a força de escoamento na válvula, mas com a força de escoamento por câmara. Novos métodos para a parametrização experimental do modelo também serão necessários, mas acredita-se que o resultado será um modelo mais sensível a falhas.

O efeito de perturbações de natureza elétrica e mecânica no sistema hidráulico podem gerar efeitos não previstos nas respostas da válvula e nas estimativas do modelo. Torna-se interessante avaliar o efeito das perturbações mais comuns sobre a válvula e sobre o modelo, e sobre a possibilidade da ocorrência de falsas detecções em função destas perturbações.

Em instalações com elevado nível de ruído e perturbações, como plantas industriais, torna-se interessante adotar medidas para mitigar o efeito de tais perturbações nos sinais medidos. O uso de ferramentas da estatística é interessante para minorar o efeito de tais perturbações. Ferramentas da estatística também podem ser utilizadas para avaliar a confiabilidade do sistema depois de implementado, avaliando a ocorrência de falsas detecções ou de não detecções durante a operação em campo da válvula, do modelo e de uma solução para a tomada de decisão. A implementação de tais ferramentas é um interessante desdobramento deste trabalho.

Sugere-se ainda o estudo de melhorias para melhorar o desempenho dos termopares para a avaliação da diferença de pressão na válvula, dada a óbvia vantagem econômica de seu uso no lugar de transdutores de pressão.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ATHERTON, Buddy. **Discovering the root cause of varnish formation – the hidden issues beyond heat.** Practicing Oil Analysis Magazine, Issue 200704, Noria Corporation, Tulsa, Oklahoma, EUA. Abril de 2007. p. 22-25.

ATOS ELECTROHYDRAULICS. **KT Master catalog – KT06/E.** Itália, Sesto Calende, 2006.

BAUER, Christian, DAY, Mike, Pall Corporation Industrial Group. **Water contamination in hydraulic and lube systems.** Practicing Oil Analysis Magazine, Issue 200709, Noria Corporation, Tulsa, Oklahoma, EUA, Setembro de 2007. Disponível em: < www.practicingoilanalysis.com >. Acesso em 17 de Outubro de 2007.

BHOJKAR, Amit. **Fault simulator for proportional solenoid valves.** Thesis (Master of Science), Department of Mechanical Engineering of the University of Saskatchewan, Saskatoon, Canada, 2004. 115p.

BOWERS, M., ARNOLD, D., CREW, A. W., GIBSON, R. J., GHRIST III, W. D.. **Diagnostic software and hardware for critical real-time systems.** IEEE Transactions on Nuclear Science, Vol. 36, No.1, Fevereiro de 1989. p.1291-1298.

CHEN, Way-Kai. **The electrical engineering handbook.** London: Elsevier, 2004. 1228p.

DE NEGRI, Victor J., KINCELER, Roberto, SILVEIRA, Jonas. **Automação e controle experimental em hidráulica e pneumática.** Apostila (POSMEC). Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1998. 109 p.

DE NEGRI, Victor J.. **Sistemas hidráulicos e pneumáticos para automação e controle: parte III – Sistemas hidráulicos para controle.** Apostila (POSMEC). Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2001. 76 p.

DE NEGRI, Victor J., RODRIGUES, Luiz A. H, SAKURADA, Eduardo Y., BASTOS, Bruno C.. **Desenvolvimento de válvulas e equipamentos eletrohidráulicos inteligentes aplicados na geração de energia elétrica.** Convênio FINEP: 01.02.0031-00 – FNDCT/CT - ENER, Florianópolis, 2005.

DODDANNAVAR, Ravi, BARNARD, Andries. **Practical hydraulic systems : operating and troubleshooting for engineers and technicians.** London: Elsevier, 2005. 232p.

FENTON, B., MCGINNITY, M., MAGUIRE, L., **Fault diagnosis of electronic systems using artificial intelligence.** IEEE Instrumentation & Measurement Magazine, September 2002. p.16-20.

FERREIRA, Marcelo G. G.. **Utilização de modelos para a representação de produtos no projeto conceitual.** Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1997.127 p.

FITCH, J. C.. **Sludge and varnish: two puzzling contaminants.** Hydraulics and Pneumatics 53, nº 12, The H. W. Wilson Company, December 2000.

FURST, Fernando L. **Sistematização do projeto preliminar de circuitos hidráulicos com controle de posição.** Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2001.132 p.

FURST, Fernando L., DE NEGRI, Victor J.. **Projeto de sistemas hidráulicos de controle de posição.** Projeto PADCT/REIVAX, Florianópolis, Agosto 2002.

- GLIBISCO, Stan. **Teach yourself electricity and electronics**. 3rd ed. New York: McGraw-Hill, 2002. 715 p.
- HODGES, P. K. B. **Hydraulic fluids**. London: Arnold, 1996. 163p.
- PENTON MEDIA, INC.. **Electrohydraulic valves – part 1**. Hydraulics and Pneumatics Magazine Website, 2008. Disponível em < <http://www.HydraulicsPneumatics.com /200 /FPE/Valves /Article/True/6413> >. Acesso em 31 de Julho de 2008.
- International Organization for Standardization. **ISO 1219-1 Fluid power systems and components – Graphic symbols and circuit diagrams – part 1: graphic symbols for conventional use and data-processing applications**. Geneva, 2006.
- International Organization for Standardization. **ISO 10770-1 Hydraulic fluid power - Electrically modulated hydraulic control valves – part 1: test methods for four way directional flow control valves**. Geneva, 1998.
- KENNEDY, Sheila. **Control valve diagnostics**. Plant Services.com, 2007. Disponível em: < www.plantservices.com/articles/2007/166.html >. Acesso em 2 de Abril de 2008.
- LINSINGEN, Irlan v. **Fundamentos de sistemas hidráulicos**. 2. ed. revisada - Florianópolis: Editora da UFSC, 2003. 399 p.
- LIVINGSTONE, Greg J., PRESCOTT, Jon, WOOTON, Dave. **Detecting and solving lube oil varnish problems**. Power Magazine, 15 de Agosto de 2007. Disponível em: < http://www.powermag.com/powerweb/archive_article.asp?a=74 >. Acesso em 16 de Outubro de 2007.
- MERRIT, Herbert E. **Hydraulic control systems**. New York: John Wiley and Sons, 1967. 368p.
- PARK, R. W. **Contamination control – a hydraulic OEM perspective**. Workshop on Total Contamination Control Centre for Machine Condition Monitoring. Monash University, Agosto de 1997. 18 p.
- PARKER FILTRATION. **Manual de filtragem hidráulica**. 19--. Disponível em: < http://www.phsys.com/catalogo_eletronico_2/ce_download.asp?cod_distr=&distrib=default&ct_codigo=Manual&t=pdf >. Acesso em 17 de Outubro de 2007.
- PERALTA, R. A. **Formas de contaminação em sistemas hidráulicos**. H&P Automação – Revista da Associação Brasileira de Hidráulica e Pneumática, São Paulo, n. 76, 7 Agosto de 1992. p.18-20.
- MANNESMANN REXROTH. **The hydraulic trainer volume 1: basic principles and components of fluid technology**. 2nd edition. Lohr am Main: Mannesmann Rexroth AG, 1991.
- MANNESMANN REXROTH. **The hydraulic trainer volume 2: proportional and servo valve technology**. Lohr am Main: Mannesmann Rexroth AG, 1989.
- RIASCOS, Luis A. M. **Metodologia para detecção e tratamento de falhas em sistemas de manufatura através de redes de petri**. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecatrônica e Sistemas Mecânicos, São Paulo, 2002. 161p.
- SALKHAM, A. M. **Fault detection, isolation and recovery (FDIR) in on-board software**. Master's Thesis, Chalmers University of Technology, Department of Computer Science and Engineering, Göteborg, 2005. 94 p.

SILVA, Jonny C., LUNA, Paulo de T., **Exemplos do potencial da inteligência artificial em áreas da engenharia: os projetos de sistemas especialistas do LASHIP-UFSC**. XXIV ENEGEP, Florianópolis, 2004. p. 3128 – 3135.

SOUZA, A. J.. **Aplicação de multisensores no prognóstico da vida da ferramenta de corte em torneamento**. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2004. 226 p.

STRINGER, J. D. **Hydraulic Systems Analysis**. Macmillan, 1976. 192 p.

TESSMAN, Richard K., HONG, Ing T. **Contamination control of aircraft hydraulic systems**. Stillwater: FES/BarDyne Technology Transfer Publication, nº10, 1998.

THAYER, William J. **Specification standards for electrohydraulic flow control servovalves**. Technical bulletin 117, MOOG Inc. Controls Division, East Aurora, New York, Junho de 1962.

VENKATASUBRAMANIAN, Venkat, RENGASWAMY, Raghunathan, YIN, Kewen, KAVURI, Suria N.. **A review of process fault detection and diagnosis Part I: qualitative models and search strategies**. Computers and Chemical Engineering. nº 27, 2003. p. 293-311.

WANDFLUH AG. **Proportional solenoid PI45 - ... - M40 to VDE 0580** – Datasheet no. 1.1-135E, Edição 03 19. Wandfluh AG, Frutigen, Schweiz, 2003.

APÊNDICES

APÊNDICE 1

ENSAIOS PRELIMINARES

Ensaio do sensor Hall

A resposta tensão x posição do carretel do sensor Hall é não linear e, portanto, apenas filtragem, ganho e *offset* não seriam suficientes para obter a posição do carretel. Além disto, suas medições variam em função da temperatura, como pode ser observado na Figura 61. Esta variação ocorre devido à alteração das propriedades magnéticas do ímã que sensibiliza o sensor Hall, que se encontra imerso no fluido da via de retorno.

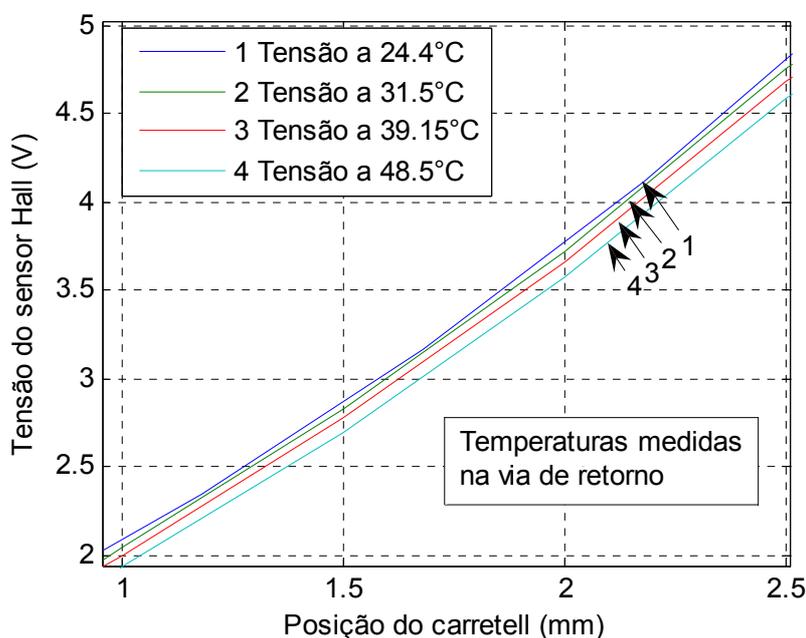


Figura 61 – Tensão no sensor Hall x posição do carretel em para várias temperaturas do fluido na via de retorno.

Para a correção da não-linearidade da relação tensão x posição foi utilizado o polinômio de sétima ordem da Tabela 7 (outros polinômios podem ser encontrados no arquivo “parâmetros.m” do Apêndice 3. Para a obtenção do polinômio utilizou-se o comando “*polyfit*” do MatLab e os dados obtidos a uma temperatura de referência T_{T_0} igual a 39,15 °C.

Tabela 7 – Coeficientes do polinômio de 7ª ordem do sensor Hal

A0	A1	A2	A3	A4
4.0587e-005	-0.0010679	0.011638	-0.068347	0.2388
A5	A6	A7		Norm of residuals
-0.55893	1.5069	-0.90618		0.00010377

A Figura 62 apresenta a diferença de tensão entre um ensaio de referência realizado a 39,15°C e outros ensaios realizados a diferentes temperaturas. Quanto maior a temperatura, menor a tensão no Hall para uma mesma posição. Esta diferença foi relacionada com a tensão à T_{T0} de 39,15 °C, já que é para esta temperatura que o polinômio que compensa a não-linearidade do Hall está ajustado.

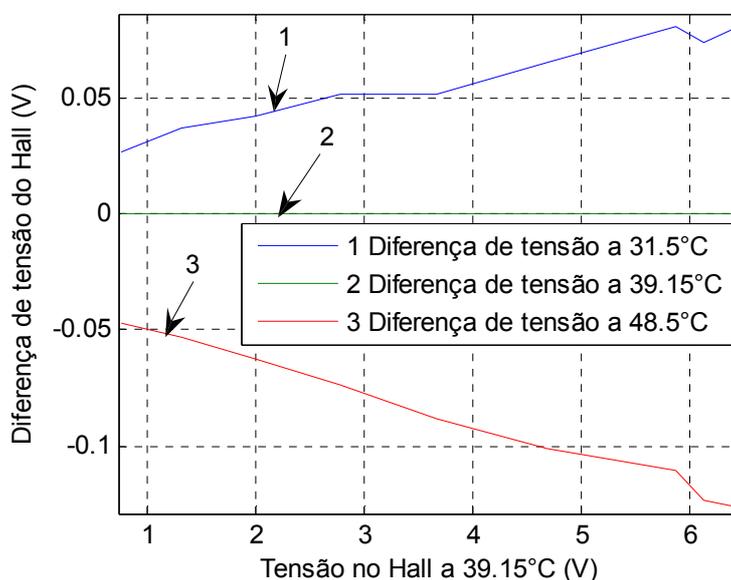


Figura 62 - Diferença entre a tensão no sensor Hall a T_{T0} e a tensão no sensor a diferentes temperaturas x tensão no Hall a T_{T0} .

Pode-se perceber que a diferença não varia apenas com a temperatura, mas também com a posição do carretel, expressa pela tensão lida à T_{T0} . Portanto, cada uma das curvas de diferença de tensão x tensão à T_{T0} foi linearizada, e seus coeficientes foram plotados em relação à diferença de temperatura medida T_{Tm} na via de retorno em relação à T_{T0} . Nesta linearização foram excluídos os pontos correspondentes à faixa de operação não-linear (abaixo de $x_{c\min}$ e acima de $x_{c\max}$) já que não é de interesse que a válvula controle posição nesta região.

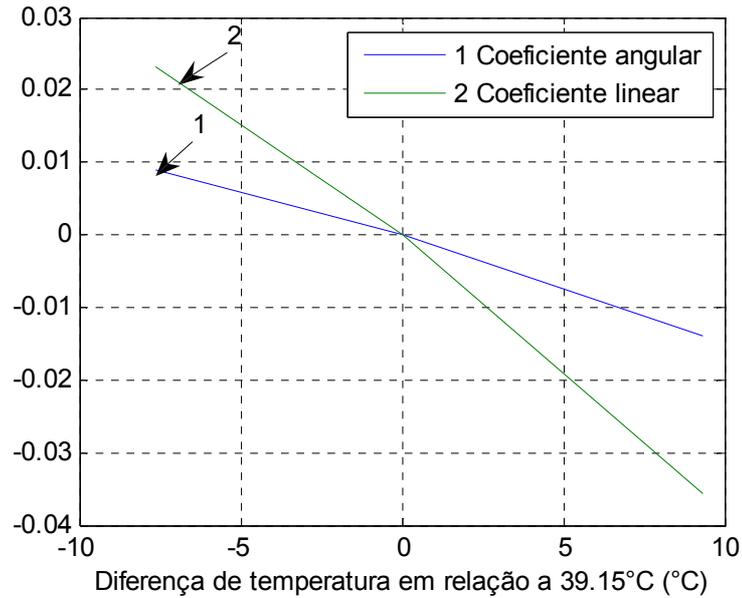


Figura 63 – Coeficientes angulares a_{dV} e lineares b_{dV} da diferença de tensão do Hall em relação à leitura a T_{T0} x diferença entre a T_{Tm} e T_{T0} .

Esta medida tornou o ajuste mais eficiente, pois a relação tensão x posição do carretel sofre variações mais acentuadas nas extremidades do curso da válvula, em especial no final do curso. Com isto obteve-se a Figura 63, usada para uma segunda linearização utilizando a ferramenta “*basic fitting*” das figuras do MatLab. Desta vez as linearizações relacionam os coeficientes da linearização anterior à diferença de temperatura na via de retorno, sendo que a linearização da curva $a_{dV} \times dT_{T0}$ gera $a_{a_{dV}}$ e $b_{a_{dV}}$, e a linearização da curva $b_{dV} \times dT_{T0}$ gera $a_{b_{dV}}$ e $b_{b_{dV}}$.

Com isto obtiveram-se as equações:

$$(48) V_m = dV_{T0} + V_{T0}$$

$$(49) dT_{T0} = T_{Tm} - T_{T0}$$

$$(50) dV_{T0} = a_{dV} \cdot V_{T0} + b_{dV}$$

$$(51) a_{dV} = a_{a_{dV}} \cdot dT_{T0} + b_{a_{dV}}$$

$$(52) b_{dV} = a_{b_{dV}} \cdot dT_{T0} + b_{b_{dV}}$$

Onde V_m é a tensão do Hall medida em tempo real em uma dada posição, V_{T_0} é a tensão que seria medida naquela posição na temperatura de referência T_{T_0} e T_m é a temperatura atual na via de retorno.

Das Equações (48), (49), (50), (51) e (52) obtém-se:

$$(53) V_{T_0} = \frac{V_m - (a_{b_{dv}} \cdot dT_{T_0} + b_{b_{dv}})}{(a_{a_{dv}} \cdot dT_{T_0} + b_{a_{dv}}) + 1}$$

Da Equação (53) e do polinômio obtido da Figura 61 para a temperatura de referência, derivou-se o seguinte diagrama de blocos no Simulink:

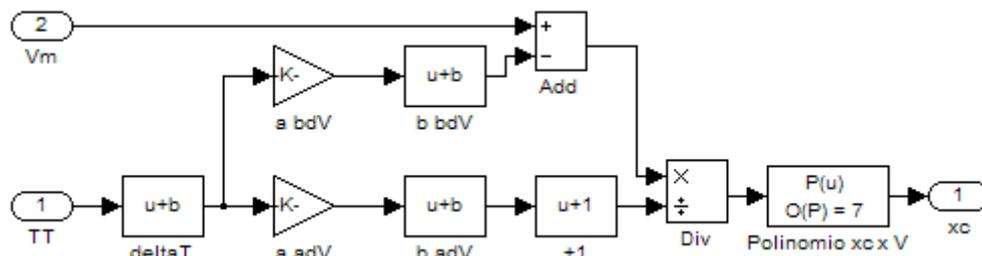


Figura 64 – Modelo de condicionamento do sinal do sensor Hall

Os coeficientes utilizados no diagrama de blocos da Figura 64 estão na Tabela 8.

Tabela 8 – Coeficientes do modelo de correção do sensor Hall

$a_{a_{dv}}$	-0.001305
$b_{a_{dv}}$	-0.0014453
$a_{b_{dv}}$	-0.0036445
$b_{b_{dv}}$	-0.00034877

Calibração dos termopares

A calibração dos termopares foi feita no Labtermo utilizando um banho termostático e um termômetro de bulbo de mercúrio. Cada termopar foi calibrado em conjunto com o cabo extensor usado e o respectivo canal do módulo ML801B/ML78B da HBM MGC Plus AB22. Os resultados são apresentados nos gráficos da Figura 65:

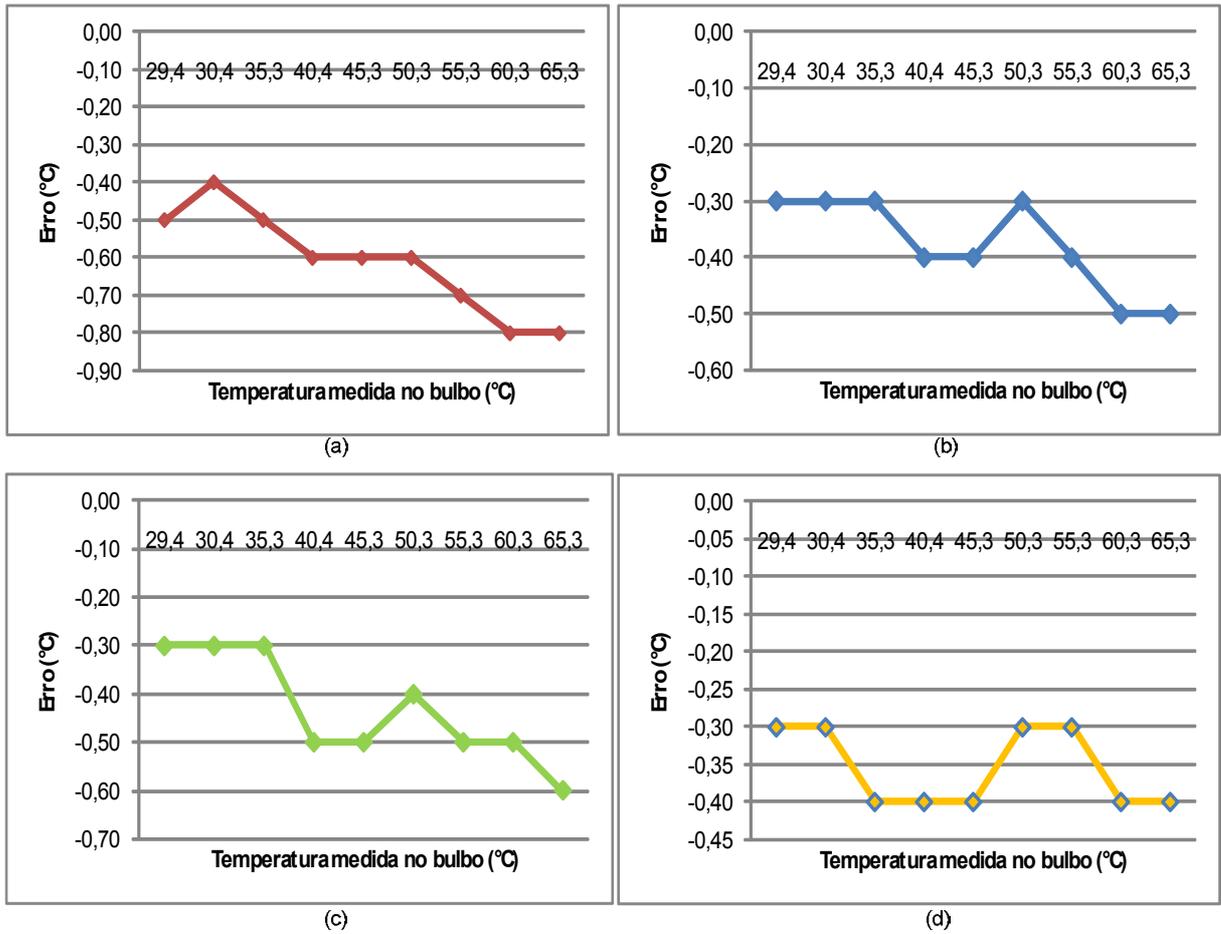


Figura 65 – Curva de calibração dos termopares (a) da via de suprimento; (b) da via A; (c) da via B; (d) da via de retorno.

APÊNDICE 2

DIAGRAMAS DE BLOCOS DO SIMULINK

Parte do diagrama de blocos completo do Simulink já foi apresentado ao longo do texto da dissertação para ilustrar os modelos de estimativa de corrente (Figura 37 e Figura 40, que são equivalentes aos subsistemas Corrente Limite Experimental, Corrente Teórica Experimental e Corrente Limite Temperatura na Figura 68), queda de pressão total e por via na válvula (Figura 38, correspondente ao subsistema deltaP na Figura 68) estimativa de queda de pressão total na válvula através da diferença de temperatura (Figura 39 que sintetiza a Figura 66 e alguns blocos de ganho da Figura 68) e correção da medição do sensor Hall (Figura 64, correspondente ao subsistema xc da Figura 68). Neste apêndice são apresentados os outros diagramas usados para a aquisição e condicionamento de dados e para implementar as malhas do atuador, carretel e corrente, assim como gerar os sinais de referência.

O diagrama de blocos da Figura 66 é o diagrama utilizado durante as simulações para a obtenção das diferenças de temperatura nas vias e total da válvula. Ele substitui o diagrama da Figura 39, e a única diferença entre eles é que a constante temperatura-pressão foi colocada fora do subsistema chamado deltaT na Figura 68.

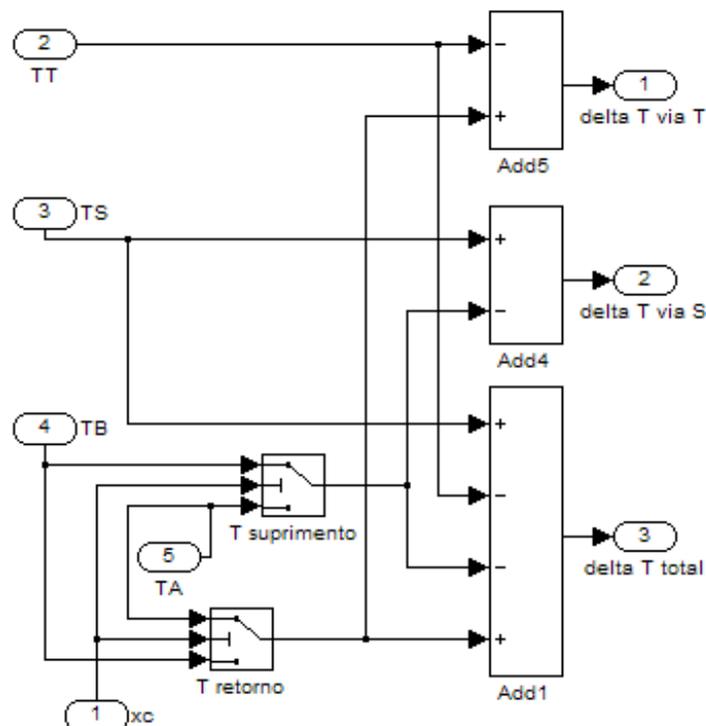


Figura 66 - Bloco delta T

A Figura 67 representa o Diagrama de Blocos geral, e a Figura 68 representa o subsistema Aquisição e Condicionamento da Figura 67.

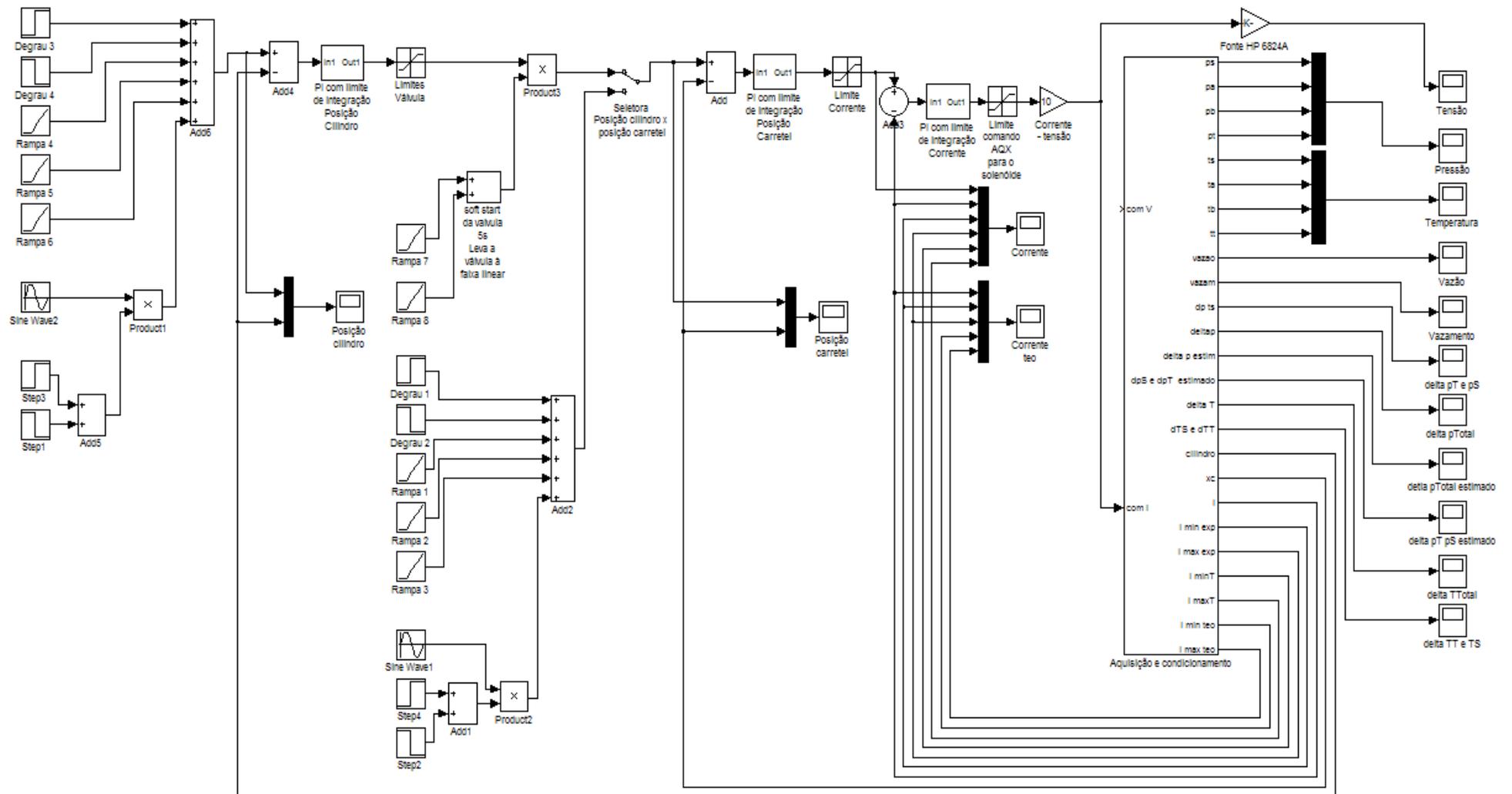


Figura 67 – Diagrama de blocos geral

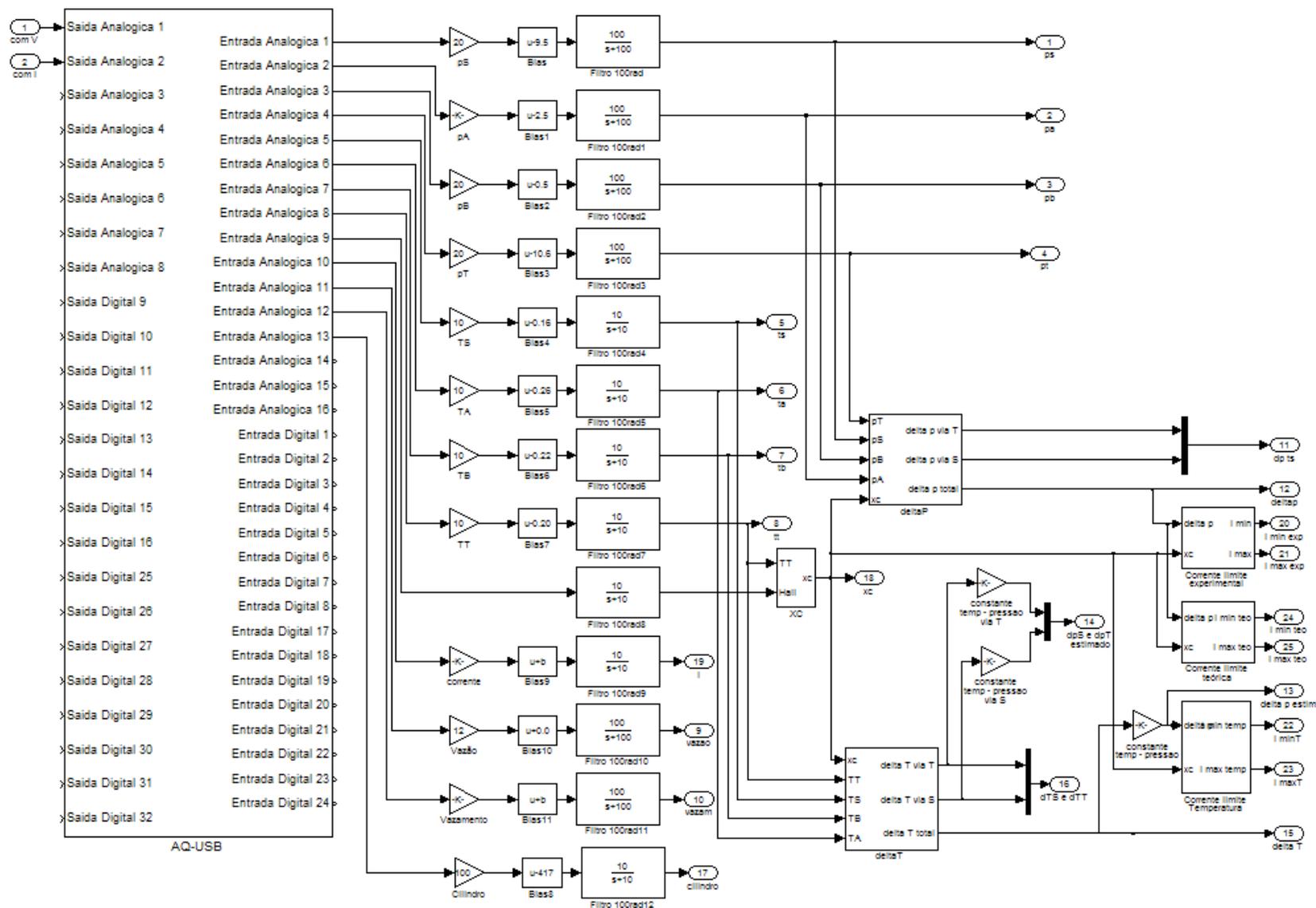


Figura 68 – Diagrama de blocos Aquisição e Condicionamento

APÊNDICE 3

PARÂMETROS DO MODELO

Os valores utilizados para se obter os parâmetros teóricos do modelo são:

Fluido hidráulico Mobil DTE24

Tabela 9 – Características do fluido hidráulico Mobil DTE 24³

Mobil DTE 20 Series	21	22	24
ISO Grade	10	22	32
Viscosity, ASTM D 445			
cSt @ 40° C	10.0	21.0	31.5
cSt @ 100° C	2.74	4.5	5.29
Viscosity Index, ASTM D 2270	98	98	98
Specific Gravity @ 15.6° C/15.6° C, ASTM D 1298	0.845	0.860	0.871
Copper Strip Corrosion, ASTM D 130, 3 hrs @ 100° C	1B	1B	1B
Rust Characteristics Proc B, ASTM D 665	Pass	Pass	Pass
Pour Point, °C, ASTM D 97	-30	-30	-27
Flash Point, °C, ASTM D 92	174	200	220
FZG 4-Square Load Support, DIN 51354, Fail Stage	-	-	12
Foam Sequence I, II, III, ASTM D 892 , ml	20/0	20/0	20/0

A gravidade específica é obtida da Equação (54) (MERRIT, 1967):

$$(54) \quad SG = \frac{\rho_{\text{fluido}}}{\rho_{H_2O}}$$

Como $\rho_{H_2O} = 0,9990 \text{ g/cm}^3 @ 15,6 \text{ } ^\circ\text{C}^4$,

$$\rho_{DTE24} = SG_{DTE24} \cdot \rho_{H_2O}$$

$$\rho_{DTE24} = 0,870129 \text{ g/cm}^3 @ 15,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

³ EXXON MOBIL CORP., **Mobil DTE 20 Series Hydraulic Oils.**, 2001.

⁴ WEAST, Robert C. **Crc Handbook of Chemistry & Physics.** 47th Edition, CRC PRESS INC: 1966, apud DNER-ME 193/96 **Materiais betuminosos líquidos e semi-sólidos - determinação da densidade e da massa específica – norma rodoviária – método de ensaio.** 1996. Disponível em: < www1.dnit.gov.br/arquivos_internet/ipr/ipr_new/normas/DNER-ME193-96.pdf >. Acesso em 05/03/2009.

Utilizando a Equação (28) e o $\alpha_T = 8,1 \times 10^{-4}$ sugerido por Linsingen (2003), obtém-se:

$$\rho_{DTE24} = 0,852931770444 \text{ g/cm}^3 @ 40 \text{ }^\circ\text{C}$$

Solenóide Wandfluh PI45V- G24 - M40 (WANDFLUH AG, 2003).

$$K_{Fi} = 97.393689 \text{ N/A}$$

$$b_{s \min} = -8.6111 \text{ N}$$

$$b_{s \max} = -12.1111 \text{ N}$$

Válvula Hydrus

$$x_{c0} = 1.82 \text{ mm}$$

$$x_{c \max} = 2,43 \text{ mm}$$

$$x_{c \min} = 1,32 \text{ mm}$$

$$\theta = 69 \cdot 2 \cdot \pi / 360 \text{ rad (MERRIT, 1967)}$$

$$x_{cn} = x_{c0} \pm 0.5 \text{ mm (deslocamento nominal usado nos ensaios de } K_V)$$

$$K_m = 3.090 \text{ N/mm}$$

$$x_{m0} = 5.9 \text{ mm};$$

$$K_{V_{ladoA}} = 1.6708 \text{ lpm}/\sqrt{\text{bar}}$$

$$K_{V_{ladoB}} = 1.8539 \text{ lpm}/\sqrt{\text{bar}}$$

$$\text{Fator de conversão de } K_V \text{ para } \text{m}^3/\sqrt{\text{Pa}} = 0.001/(60 \cdot \sqrt{(100000)})$$

Parâmetros do modelo com distinção entre lado A e lado B (Figura 40)

Os parâmetros da Tabela 10 foram obtidos com os experimentos exibidos em 3.3.1 e aplicando os valores acima nas Equações (43) e (44).

Tabela 10 – Parâmetros teóricos e experimentais do modelo de estimativa de corrente

	Modelo teórico	Modelo experimental
Lado A corrente máxima		
a_{a_i}	0.0027	0.0042386
b_{a_i}	0.0317	0.05345
a_{b_i}	-0.0049	-0.0078114
b_{b_i}	0.3115	0.28155
Lado A corrente mínima		
a_{a_i}	0.0027	0.0045377

b_{a_i}	0.0317	0.011457
a_{b_i}	-0.0049	-0.0085564
b_{b_i}	0.2756	0.30903
Lado B corrente máxima		
a_{a_i}	0.0030	0.0031611
b_{a_i}	0.0317	0.043075
a_{b_i}	-0.0054	-0.0058182
b_{b_i}	0.3115	0.30075
Lado B corrente mínima		
a_{a_i}	0.0030	0.0032463
b_{a_i}	0.0317	0.016618
a_{b_i}	-0.0054	-0.0061464
b_{b_i}	0.2756	0.29898

O diagrama de blocos do Simulink é parametrizado por um arquivo de extensão *.m contendo os parâmetros teóricos e experimentais do modelo, características da válvula, do fluido, do solenóide, e todas as informações necessárias para o registro dos dados nos ensaios.

```
%Parâmetros do ensaio
```

```
%Tempo de simulação
```

```
SIM=195; %sim de 60 seg e 40 seg
```

```
%SIM=255; %sim de 80 seg
```

```
%SIM=315; %sim de 100seg
```

```
%SIM=615; %ensaio de degrau
```

```
%SIM=1800;.....%para por a bancada em equilíbrio térmico após mudança de temperatura de suprimento ou início das atividades pela manhã
```

```
%Sinais de comando
```

```
%Tempo de entrada da rampa 1 (s)
```

```
TRP1=5;
```

```
%Coeficiente angular da rampa 1 de posição (mm/s)
```

```
ARP1=25;
```

```
%Tempo de entrada da rampa 2 (s)
```

```
TRP2=15;
```

```
%Coeficiente angular da rampa 2 de posição (mm/s)
```

```
ARP2=-25;
```

```
%Tempo de entrada da rampa 3 (s)
```

```
TRP3=0;
```

```
%Coeficiente angular da rampa 3 de posição (mm/s)
```

```
ARP3=0;
```

```

%Tempo do Degrau 1 (s)
TDP1=315;
%TDP1=15;
%Degrau de posição 1 (mm)
DP1=0;
%DP1=-200;           %vai para 50mm partindo das rampas de centro

%Tempo do Degrau 2 (s)
TDP2=415;
%TDP2=115;
%Degrau de posição 2 (mm)
DP2=400;           %vai para 450mm partindo do degrau 1
%DP2=200;           %vai para 250mm partindo do degrau 1

%Tempo de entrada do seno (s)
TES=15;
%Tempo de saída do seno (s)
TSS=315;
%TSS=15;
%Centro do seno (mm)
CS=0;
%Amplitude do seno (mm)
AS=150;
%AS=0;
%Frequência do seno (rad)
%FS=0.6283;         %período de 10seg
%FS=0.3142;         %período de 20seg
FS=0.1571;          %período de 40seg
%FS=0.1047;         %período de 60seg
%FS=0.07854;        %período de 80seg
%FS=0.062832;       %período de 100seg
%FS=0;

%Número de pontos a salvar em cada SCOPE
%Número de pontos a salvar - cada 1 segundo são 1000 a 0.001s e 200 pontos
a 0.005ms
PTS=39000;%simulacao 60 e 40 seg
%PTS=51000;         %simulacao 80seg
%PTS=63000;         %simulacao 100seg e degrau

%Parâmetros do modelo

%Parâmetros para linearização e compensação do sensor Hall
%Sensor Hall - polinomio para transformar V em mm.
p3 = [0.0048918 -0.097278 1.0364 -0.72689]; %Norm of residuals=0.014384
p4 = [-0.00075661 0.015567 -0.14764 1.1264 -0.77495]; %Norm of residuals=0.0057488
p5 = [0.00019473 -0.0042449 0.038565 -0.21568 1.2137 -0.81213]; %Norm of residuals = 0.0022947
p6 = [-5.2307e-005 0.001331 -0.013866 0.078597 -0.30035 1.298 -0.84217]; %Norm of residuals=0.0013912
p7 = [4.0587e-005 -0.0010679 0.011638 -0.068347 0.2388 -0.55893 1.5069 -0.90618]; %Norm of residuals=0.00010377
p8 = [2.0208e-006 -1.735e-005 -0.00037221 0.0070952 -0.050832 0.19831 -0.50471 1.4689 -0.89567]; %Norm of residuals=1.4773e-014

%Correção da tensão do Hall em função de tensão atual e temperatura de 1
%a 2.5mm
tempref=39.15;      %Temperatura do ensaio de referência para o polinômio xv x V
pldvp1=-0.001305;  %Coeficiente angular dV x dT da correção do coeficiente angular que gera dV em função de V atual
pldvp2=-0.0014453; %Coeficiente linear dV x dT da correção do coeficiente angular que gera dV em função de V atual
p2dvp1=-0.0036445; %Coeficiente angular dV x dT da correção do coeficiente linear que gera dV em função de V atual

```

```

p2dvp2=-0.00034877;      %Coeficiente linear dV x dT da correção do coefici-
ente linear que gera dV em função de V atual

%Parâmetros dos modelos de estimativa de corrente

%Margem de tolerância a ser usada em todas as estimativas
dmax=1;                  %Aumento no cálculo como margem permissível além do
estimado a ser considerado normal
dmin=1;                  %Diminuição no cálculo como margem permissível além
do estimado a ser considerado normal

%Modelo com parâmetros experimentais (parâmetros usados na estimativa
%experimental e na estimativa utilizando dT para inferir dp)
%Corrente máxima carretel lado A saudável em função de xv e deltap
p1maxp1A=0.0042386;      %coeficiente angular pi x deltap da correção do co-
eficiente angular i x xv
p1maxp2A=0.05345;        %coeficiente linear pi x deltap da correção do coe-
ficiente angular i x xv
p2maxp1A=-0.0078114;     %coeficiente angular pi x deltap da correção do co-
eficiente linear i x xv
p2maxp2A=0.28155;        %coeficiente linear pi x deltap da correção do coe-
ficiente linear i x xv

%Corrente mínima carretel lado A saudável em função de xv e deltap
p1minp1A=0.0045377;      %coeficiente angular pi x deltap da correção do co-
eficiente angular i x xv
p1minp2A=0.011457;       %coeficiente linear pi x deltap da correção do coe-
ficiente angular i x xv
p2minp1A=-0.0085564;     %coeficiente angular pi x deltap da correção do co-
eficiente linear i x xv
p2minp2A=0.30903;        %coeficiente linear pi x deltap da correção do coe-
ficiente linear i x xv

%Corrente máxima carretel lado B saudável em função de xv e deltap
p1maxp1B=0.0031611;      %coeficiente angular pi x deltap da correção do co-
eficiente angular i x xv
p1maxp2B=0.043075;       %coeficiente linear pi x deltap da correção do coe-
ficiente angular i x xv
p2maxp1B=-0.0058182;     %coeficiente angular pi x deltap da correção do co-
eficiente linear i x xv
p2maxp2B=0.30075;        %coeficiente linear pi x deltap da correção do coe-
ficiente linear i x xv

%Corrente mínima carretel lado B saudável em função de xv e deltap
p1minp1B=0.0032463;      %coeficiente angular pi x deltap da correção do co-
eficiente angular i x xv
p1minp2B=0.016618;       %coeficiente linear pi x deltap da correção do coe-
ficiente angular i x xv
p2minp1B=-0.0061464;     %coeficiente angular pi x deltap da correção do co-
eficiente linear i x xv
p2minp2B=0.29898;        %coeficiente linear pi x deltap da correção do coe-
ficiente linear i x xv

%Modelo com parâmetros teóricos

%Parâmetros teóricos do fluido e da válvula
%OBS: o modelo funciona em mm, lpm e bar, conforme seus transdutores e es-
calas convenientes para leitura. Como alguns valores teóricos são
%%calculados no SI, este arquivo inclui alguns fatores de conversão de uni-
dades

%Fluido
ro=853;                  % Massa específica do fluido DTE24 VG32 a 40°C
(kg/m³)

```

```

%Solenóide Wandfluh PI45V-24V-M45 - curva  $F=kfi*i+bsol$ 
kfi=97.393689; %Coeficiente angular da curva corrente x força do
solenóide Wandfluh (catálogo Wandfluh PI45V - ... - M45)
bsolmin=-8.6111; %Coeficiente linear da curva corrente x força do
solenóide Wandfluh
bsolmax=-12.1111; %Coeficiente linear da curva corrente x força do
solenóide Wandfluh

%Válvula Hydrus
xcentro=1.82; %Centro da válvula, onde a vazão para as vias é ze-
ro e as curvas de pressão A e B se cruzam (mm)
dxlimmax=0.61; %Diferença entre o centro da válvula e o limite má-
ximo de deslocamento da faixa linear (mm) (2.43 considerado)
dxlimmin=0.5; %Diferença entre o centro da válvula e o limite mí-
nimo de deslocamento da faixa linear (mm) (1.32 considerado)
ajato=69*2*pi/360; %Ângulo de jato teórico para válvulas com cantos
vivos e pequena folga radial (rad) (MERRIT)
centro=xcentro*0.001; %Centro da válvula (m)
xnom=0.0005; %Deslocamento nominal da válvula para o lado B ou
para o lado (m)
k=3.090; %Constante de mola (N/mm)
precarga=5.9; %Pré carga da mola inserida na válvula (mm)

%Cálculo dos coeficientes teóricos
plp2teoAB=k/kfi;
p2minp2teoAB=(k*precarga-(bsolmin))/kfi;
p2maxp2teoAB=(k*precarga-(bsolmax))/kfi;

fator=0.001/(60*sqrt(100000)); %Fator de conversão de kv lpm/sqrt(bar) pa-
ra m³/s/sqrt(Pa)

%lado A
kvA=1.6708*fator; %Kv experimental da válvula Hydrus HDR01 saudável
ajatoA=55*2*pi/360; %Ângulo de jato experimental da válvula em graus x
fator de conversão (rad) (Foi utilizado o ajato do Merrit)

plplteoA=(sqrt(2*ro)*kvA*cos(ajato)/(xnom*kfi))*100;
p2plteoA=((-sqrt(2*ro)*kvA*cos(ajato)*centro)/(xnom*kfi))*100000;

%lado B
kvB=1.8539*fator; %Kv experimental da válvula Hydrus HDR01 saudável
ajatoB=63*2*pi/360; %Ângulo de jato experimental da válvula em graus x
fator de conversão (rad) (Foi utilizado o ajato do Merrit)

plplteoB=(sqrt(2*ro)*kvB*cos(ajato)/(xnom*kfi))*100;
p2plteoB=((-sqrt(2*ro)*kvB*cos(ajato)*centro)/(xnom*kfi))*100000;

%Corrente máxima carretel lado A saudável em função de xv e deltap
%utilizando parâmetros teóricos da válvula e kv experimental (válvula pro-
tótipo)
plmaxplteoA=plplteoA; %coeficiente angular pi x deltap da correção do
coeficiente angular i x xv
plmaxp2teoA=plp2teoAB; %coeficiente linear pi x deltap da correção do
coeficiente angular i x xv
p2maxplteoA=p2plteoA; %coeficiente angular pi x deltap da correção do co-
eficiente linear i x xv
p2maxp2teoA=p2maxp2teoAB; %coeficiente linear pi x deltap da correção do
coeficiente linear i x xv

%Corrente mínima carretel lado A saudável em função de xv e deltap
%utilizando parâmetros teóricos da válvula e kv experimental (válvula pro-
tótipo)
plminplteoA=plplteoA; %coeficiente angular pi x deltap da correção do
coeficiente angular i x xv
plminp2teoA=plp2teoAB; %coeficiente linear pi x deltap da correção do
coeficiente angular i x xv

```

```
p2minp1teoA=p2p1teoA; %coeficiente angular pi x deltap da correção do co-
eficiente linear i x xv
p2minp2teoA=p2minp2teoAB; %coeficiente linear pi x deltap da correção do
coeficiente linear i x xv
```

```
%Corrente máxima carretel lado A saudável em função de xv e deltap
%utilizando parâmetros teóricos da válvula e kv experimental (válvula pro-
tótipo)
```

```
p1maxp1teoB=p1p1teoB; %coeficiente angular pi x deltap da correção do
coeficiente angular i x xv
p1maxp2teoB=p1p2teoAB; %coeficiente linear pi x deltap da correção do
coeficiente angular i x xv
p2maxp1teoB=p2p1teoB; %coeficiente angular pi x deltap da correção do co-
eficiente linear i x xv
p2maxp2teoB=p2maxp2teoAB; %coeficiente linear pi x deltap da correção do
coeficiente linear i x xv
```

```
%Corrente mínima carretel lado A saudável em função de xv e deltap
%utilizando parâmetros teóricos da válvula e kv experimental (válvula pro-
tótipo)
```

```
p1minp1teoB=p1p1teoB; %coeficiente angular pi x deltap da correção do
coeficiente angular i x xv
p1minp2teoB=p1p2teoAB; %coeficiente linear pi x deltap da correção do
coeficiente angular i x xv
p2minp1teoB=p2p1teoB; %coeficiente angular pi x deltap da correção do co-
eficiente linear i x xv
p2minp2teoB=p2minp2teoAB; %coeficiente linear pi x deltap da correção do
coeficiente linear i x xv
```

```
%Transformação deltaT em deltaP
```

```
temp=-27.7; %das constantes experimentais obtidas de pares del-
ta p delta t para delta ps acima de 25 bar
```

```
%Período de amostragem do AQX 4350
```

```
PA=0.005;
```

APÊNDICE 4

MEDIÇÕES DO CARRETEL DESGASTADO

Fundação CERTI			
RELATÓRIO DE MEDIÇÕES			
Serviço:	3192/09	Técnico:	Talles José de Oliveira
Data:	29/7/2009	Revisor:	Clodoaldo de Campos Marques
Objeto:	Carretel	Máquina:	RC 2754 Perfilômetro Talysurf
Identificação:	Carretel/01		Taylor Robson
1. DIAGRAMA			
2. RESULTADOS			
Referência	Cotas [mm]		
	A		B
0	0,196		0,056
1	0,088		0,022
2	0,073		0,031
3	0,104		0,013
Desgastado	Cotas [mm]		
	A		B
0	0,302		0,196
1	0,470		0,268
2	0,393		0,263
3	0,102		0,074
Desvio Padrão		0,026 mm	