

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

**ESTRUTURAÇÃO E ANÁLISE TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE SISTEMA HIDRÁULICO
LOAD SENSING PARA APLICAÇÃO MÓBIL**

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

LUCIANO RETZLAFF

Florianópolis, março de 2007

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

**ESTRUTURAÇÃO E ANÁLISE TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE SISTEMA HIDRÁULICO
LOAD SENSING PARA APLICAÇÃO MÓBIL**

LUCIANO RETZLAFF

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

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

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

Prof. Fernando Cabral, Ph.D. - Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

Prof. Jonny Carlos da Silva, Dr. Eng. - Presidente

Prof. André Ogliari, Dr. Eng.

Prof. Irlan von Linsingen, Dr. Educ.

“Escreva na pedra os elogios e agradecimentos, e na areia os ressentimentos e críticas.”

Conto Árabe

À minha família

AGRADECIMENTOS

A Deus que sempre guiou meu caminho, proporcionando-me força e sabedoria para desenvolver este trabalho.

A minha família pelo apoio, incentivo e cuidado prestados em todos os momentos.

Aos meus pais Léo Valter Retzlaff e Leides Maria Retzlaff e ao meu irmão Leandro Retzlaff pelo apoio dedicado a mim durante o desenvolvimento deste trabalho.

A minha noiva Fabiana Missau por todo o apoio e amor dedicado a mim durante o desenvolvimento deste trabalho.

Ao Professor Victor Juliano De Negri pelo apoio e orientação demonstrados no decorrer do trabalho.

Aos amigos e colegas da Universidade Federal de Santa Catarina, principalmente aos amigos do LASHIP pela amizade, incentivo, paciência e colaboração durante o desenvolvimento do trabalho.

À empresa BOSCH REXROTH Ltda. pela colaboração e financiamento prestados.

Ao CNPq – Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico pela bolsa cedida e o incentivo ao desenvolvimento da pesquisa acadêmica.

À instituição pela oportunidade de crescimento pessoal e profissional.

SUMÁRIO

Lista de figuras.....	xiii
Lista de tabelas.....	xix
Simbologia.....	xxi
Resumo.....	xxvii
Abstract.....	xxix
1. Introdução.....	1
1.1 Contextualização.....	1
1.2 Objetivo e metodologia.....	1
1.3 Justificativas.....	2
1.4 Estrutura do trabalho.....	2
2. Sistemas hidráulicos para aplicação móbil.....	5
2.1 Introdução.....	5
2.2 Máquinas de deslocamento positivo.....	7
2.2.1 Bombas e motores hidráulicos.....	7
2.2.1.1 Análise em regime permanente.....	7
2.2.1.2 Bomba de engrenagens externas.....	12
2.2.1.3 Bomba de pistões axiais.....	13
2.3 Limitação e controle de energia.....	15
2.3.1 Controle de vazão.....	22
2.3.1.1 Válvula de controle de vazão de duas vias.....	23
2.3.1.2 Válvula de controle de vazão de três vias.....	24
3. Descrição do sistema de ensaios.....	27
3.1 Introdução.....	27
3.2 Sistema hidráulico com bomba de deslocamento variável.....	28
3.3 Sistema hidráulico com bomba de deslocamento fixo.....	34
3.4 Emulação de carga nas fatias.....	38
4. Modelagem e simulação.....	43
4.1 Introdução.....	43
4.2 Componentes.....	44
4.2.1 Motor hidráulico.....	44
4.2.2 Carretel com orifício de seção anelar.....	46
4.2.3 Carretel com orifícios retangulares.....	49
4.2.4 Êmbolo.....	51
4.2.5 Êmbolo com mola.....	52
4.2.6 Massa com atrito.....	52
4.2.7 Amortecimento variável.....	53
4.2.8 Orifício hidráulico variável.....	54

4.2.9 Válvula de retenção hidráulica pilotada.....	54
4.2.10 Válvula lógica “ou”	55
4.2.11 Atuador diferencial hidráulico	56
4.2.12 Tubos e mangueiras hidráulicas	58
4.3 Supercomponente	59
4.3.1 Válvula direcional	61
4.3.2 Válvula compensadora de pressão de duas vias.....	64
4.3.3 Válvula compensadora de pressão de três vias.....	66
4.3.4 Bomba de deslocamento variável	69
5. Análise dos resultados	73
5.1 Estudos para a bomba e o motor hidráulico.....	73
5.1.1 Bomba de deslocamento variável com compensação de pressão e vazão	73
5.1.2 Motor hidráulico.....	77
5.1.2.1 Rendimento volumétrico.....	77
5.1.2.2 Rendimento mecânico.....	81
5.2 Comportamento da rotação do motor hidráulico	88
5.2.1 Operação com vazões superiores a vazão nominal da bomba	104
5.3 Consumo energético	111
5.3.1 Consumo energético no circuito do motor hidráulico	111
5.3.1.1 Consumo energético sob carga variável no circuito do motor hidráulico	117
5.3.2 Consumo energético com o sistema hidráulico operando com duas cargas	120
5.4 Conclusões.....	127
6. Conclusão	129
Referências bibliográficas	131
Apêndices	135
1. Modelagem.....	137
2. Desenhos da bancada	147
3. Sistema para controle de temperatura	155
4. Especificação técnica dos componentes	159

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Sistema hidráulico de um trator com bomba de engrenagens e bomba de pistões axiais de deslocamento variável (REXROTH BOSCH GROUP, 1991. Tradução nossa).....	6
Figura 2.2 – Modelo de máquina rotativa hidrostática (adaptada de von LINSINGEN, 2003).....	8
Figura 2.3 – Bomba de engrenagens externas (WIKIMEDIA COMMONS. Tradução nossa).....	13
Figura 2.4 – Bomba de pistões axiais de deslocamento variável com compensação de vazão e pressão (MANCÒ, 1999. Tradução nossa).....	14
Figura 2.5 – Circuito hidráulico da bomba de pistões axiais de deslocamento variável com reguladores de pressão e vazão (MANNESMANN REXROTH, 2000).....	15
Figura 2.6 – Sistema hidráulico com bomba de deslocamento fixo e válvula limitadora de pressão.....	17
Figura 2.7 – Sistema hidráulico com vazão variável e pressão de trabalho ajustada.....	18
Figura 2.8 – Sistema hidráulico com controle da pressão de suprimento.....	19
Figura 2.9 – Sistema hidráulico com controle de pressão e vazão.....	20
Figura 2.10 – Acionamento hidrostático.....	21
Figura 2.11 – Válvula direcional com válvula de controle de vazão de duas vias.....	23
Figura 2.12 – Curvas qualitativas para diferentes aberturas da válvula de controle de vazão (von LINSINGEN, 2003).....	24
Figura 2.13 – Válvula direcional com válvula de controle de vazão de três vias.....	25
Figura 3.1 – Bancada de ensaios disposta no LASHIP.....	27
Figura 3.2 – Sistema hidráulico com bomba de deslocamento variável.....	29
Figura 3.3 – Bloco de controle de válvulas direcionais.....	32
Figura 3.4 – Circuito elétrico para aquisição de sinais.....	33
Figura 3.5 – Circuito elétrico para alimentação dos transmissores e do termopar....	34
Figura 3.6 – Sistema hidráulico com bomba de deslocamento fixo.....	36
Figura 3.7 – Cilindro hidráulico com carga variável em paralelo.....	38
Figura 3.8 – Motor hidráulico e válvula de agulha.....	39
Figura 3.9 – Motor hidráulico de deslocamento fixo utilizado nos experimentos.....	40
Figura 3.10 - Componentes da plantadora pneumática JM7090 EX da Jumil (JUMIL).....	40
Figura 3.11 – Cilindro hidráulico com carga variável.....	41
Figura 4.1 – Submodelo de motor hidráulico MO001C com rendimento mecânico e volumétrico e com a indicação das variáveis externas.....	44
Figura 4.2 – Modelo do motor hidráulico, do atrito viscoso e do atrito mecânico.....	45

Figura 4.3 – Submodelo de carretel BAO012 com indicação das variáveis externas.	46
Figura 4.4 – Curva para o coeficiente de descarga em função do número de Reynolds.	48
Figura 4.5 – a) Submodelo de carretel com orifícios retangulares BAO001 e a identificação das variáveis externas. b) Parâmetros dimensionais do submodelo de carretel com orifícios de cantos vivos.	50
Figura 4.6 – Submodelo de êmbolo BAP11 e a identificação das variáveis externas.	51
Figura 4.7 – Submodelo de êmbolo com mola BAP16 e a identificação das variáveis externas.	52
Figura 4.8 – Submodelo de massa MAS005 com atrito e fim de curso ideal.....	53
Figura 4.9 – Submodelo de amortecimento variável DAM10 com as variáveis externas.	53
Figura 4.10 – Submodelo de orifício hidráulico variável VOR00.....	54
Figura 4.11 – Submodelo de válvula de retenção hidráulica pilotada CV005.....	55
Figura 4.12 – Submodelo de válvula lógica “ou” SHTL1.....	56
Figura 4.13 – Submodelo de atuador diferencial hidráulico HJ020.	57
Figura 4.14 – Submodelo de tubo/mangueira com compressibilidade e perda de carga HL03.	58
Figura 4.15 - Principais componentes da fatia com válvula compensadora de três vias.....	60
Figura 4.16 – Modelo em AMESim da fatia com válvula compensadora de três vias e o detalhamento de seus componentes.....	61
Figura 4.17 – Vista em corte da válvula direcional.	62
Figura 4.18 – Modelo em AMESim da válvula direcional da fatia.....	63
Figura 4.19 - Vista em corte da válvula compensadora de pressão de duas vias e da válvula redutora de vazão.....	65
Figura 4.20 – Modelo em AMESim do compensador de pressão de duas vias.....	66
Figura 4.21 – Sentido de escoamento do fluido hidráulico na válvula compensadora de pressão de três vias. a) Indicação do escoamento para o circuito do motor hidráulico. b) Indicação do escoamento para as fatias posteriores.....	67
Figura 4.22 – Modelo em AMESim da válvula compensadora de pressão de três vias.	68
Figura 4.23 – Diagrama de blocos no sistema hidráulico com bomba de deslocamento variável.	69
Figura 4.24 – Modelo em AMESim da bomba de deslocamento variável com compensação de pressão e vazão em regime permanente.....	71

Figura 5.1 – Curvas da diferença de pressão entre a linha de suprimento e a linha de pilotagem em função da vazão e pressão na linha de suprimento.....	74
Figura 5.2 - Vazão na linha de suprimento e pressões nas linhas de suprimento e de pilotagem para o ensaio com vazão de 10 dm ³ /min e 16 MPa na linha de suprimento.	75
Figura 5.3 - Vazão na linha de suprimento pressões nas linhas de suprimento e de pilotagem para o ensaio com vazão de 50 dm ³ /min e 10 MPa na linha de suprimento.	75
Figura 5.4 - Vazão na linha de suprimento e pressões nas linhas de suprimento e de pilotagem para o ensaio com vazão de 90 dm ³ /min e 7 MPa na linha de suprimento.	76
Figura 5.5 – Curvas de potência real dissipada da bomba em função da vazão e pressão na linha de suprimento.....	77
Figura 5.6 – Curvas experimentais do rendimento volumétrico do motor hidráulico.	78
Figura 5.7 – Curva experimental extrapolada do rendimento volumétrico do motor hidráulico com rotação nominal de 3000 rpm.....	79
Figura 5.8 - Curva experimental extrapolada do rendimento volumétrico do motor hidráulico com rotação nominal de 4000 rpm.....	80
Figura 5.9 - Curva experimental extrapolada do rendimento volumétrico do motor hidráulico com rotação nominal de 4500 rpm.....	80
Figura 5.10 - Curva experimental extrapolada do rendimento volumétrico do motor hidráulico com rotação nominal de 5000 rpm.....	81
Figura 5.11 – Vazão na linha de suprimento em função da pressão a montante do motor hidráulico com rotação nominal de 5000 rpm.....	83
Figura 5.12 – Curva da queda de rotação no eixo do motor hidráulico em função da diferença de pressão entre a entrada e a saída para a rotação nominal de 5000 rpm.	83
Figura 5.13 – Diferença entre as pressões de entrada e saída do motor hidráulico em relação à pressão a montante com a rotação nominal de 5000 rpm.....	84
Figura 5.14 - Vazão na linha de suprimento em função da pressão a montante do motor hidráulico com rotação nominal de 4500 rpm.....	85
Figura 5.15 – Queda na rotação do eixo do motor hidráulico em função da diferença entre as pressões de entrada e saída com rotação nominal de 4500 rpm.....	85
Figura 5.16 - Diferença entre as pressões de entrada e saída do motor hidráulico em relação à pressão a montante com a rotação nominal de 4500 rpm.....	86
Figura 5.17 - Queda na rotação do eixo do motor hidráulico em função da diferença entre as pressões de entrada e saída com rotação nominal de 4000 rpm.....	87
Figura 5.18 - Diferença entre as pressões de entrada e saída do motor hidráulico em relação à pressão a montante com a rotação nominal de 4000 rpm.....	87
Figura 5.19 - Vazão na linha de suprimento em função da pressão a montante do motor hidráulico com rotação nominal de 4000 rpm.....	88
Figura 5.20 - Sistema hidráulico com bomba de deslocamento variável.....	90

Figura 5.21 – Vista em corte da válvula controladora de pressão de três vias.....	91
Figura 5.22 – Diferença de pressão na linha de suprimento com o acionamento da Q3 com a Q4 em operação.....	92
Figura 5.23 – Diferença de rotação no eixo do motor hidráulico com interferência da fatia com válvula compensadora Q3 em diferentes regimes de vazão e pressão.....	94
Figura 5.24 - Vazão na linha de suprimento com a fatia com válvula compensadora Q4 e a fatia com válvula compensadora Q3 acionadas.	95
Figura 5.25 – Ensaio com a Q3 pré-ajustada para uma vazão de 75 dm ³ /min e a pressão de 6 MPa na linha de suprimento.	97
Figura 5.26 - Ensaio com a Q3 pré-ajustada para uma vazão de 30 dm ³ /min e a pressão de 14 MPa na linha de suprimento.	98
Figura 5.27 – Ensaio com a Q3 pré-ajustada para uma vazão de 30 dm ³ /min e a pressão de 16 MPa na linha de suprimento.	100
Figura 5.28 – Variações de pressão na linha de suprimento e de rotação no eixo do motor hidráulico em função da interferência da Q3 para o regime de 5000 rpm e 13 MPa.	100
Figura 5.29 – Curva experimental da máxima queda de pressão na linha de suprimento em função da interferência da Q3 para o regime de 5000 rpm do motor hidráulico.....	101
Figura 5.30 – Curva experimental da máxima queda de rotação no eixo do motor hidráulico para o regime de operação de 5000 rpm e 13 MPa sob a interferência da Q3. .	102
Figura 5.31 – Curvas de simulação da interferência da Q3 na variação de velocidade no eixo do motor hidráulico para os regimes de 4000 rpm e 5000 rpm sob as pressões de 13 MPa e 14 MPa.	103
Figura 5.32 – Curva da simulação da máxima queda de rotação para o motor hidráulico em 4000 rpm e 13 MPa sob a interferência da Q3.....	103
Figura 5.33 - Curva da máxima queda de rotação para o motor hidráulico em 5000 rpm e 14 MPa sob a interferência da Q3.	104
Figura 5.34 – Pressão e vazão simuladas na linha de suprimento com somente a primeira fatia com válvula compensadora de pressão de duas vias acionada.	105
Figura 5.35 - Pressão e vazão simuladas na linha de suprimento com somente a segunda fatia com válvula compensadora de pressão de duas vias acionada.	106
Figura 5.36 – Vazão simulada na linha de suprimento e pressões simuladas nas linhas de suprimento e pilotagem para o ensaio com acionamento simultâneo das três fatias.	106
Figura 5.37 - Queda da velocidade de rotação no eixo do motor hidráulico após o acionamento das duas fatias com compensador de duas vias simultaneamente.	107

Figura 5.38 – Curvas da máxima queda de rotação no eixo do motor hidráulico para os regimes de operação de 5000 rpm e 13 MPa, 5000 rpm e 14 MPa e 4000 rpm e 13 MPa sob a interferência da(s) fatia(s) Q3.	107
Figura 5.39 - Curvas da máxima queda de pressão na linha de suprimento para os regimes de operação de 5000 rpm e 13 MPa, 5000 rpm e 14 MPa e 4000 rpm e 13 MPa sob a interferência da(s) fatia(s) Q3.	109
Figura 5.40 – Vazão na linha de suprimento com somente o circuito do motor hidráulico em operação em três regimes diferentes de pressão.	112
Figura 5.41 - Rotação no eixo do motor hidráulico, com o mesmo ajuste de vazão e três regimes diferentes de pressão.	113
Figura 5.42 – Pressão na linha a montante do motor hidráulico.	114
Figura 5.43 – Pressão na linha de suprimento com somente o circuito do motor hidráulico em operação.	114
Figura 5.44 – Potência na linha a montante do motor hidráulico em três regimes diferentes de operação do circuito do motor hidráulico.	116
Figura 5.45 – Potência na linha de suprimento em três regimes diferentes de operação do circuito do motor hidráulico.	116
Figura 5.46 – Variação das pressões na linha de suprimento e na linha a montante do motor hidráulico, através do acionamento da válvula de agulha.	118
Figura 5.47 - Variação da vazão na linha de suprimento durante o aumento da pressão no circuito do motor hidráulico, através do acionamento da válvula de agulha.	118
Figura 5.48 – Variação da rotação no eixo do motor hidráulico durante o aumento da pressão no circuito através do acionamento da válvula de agulha.	119
Figura 5.49 – Variação da potência na linha de suprimento e na linha a montante do motor hidráulico durante o acionamento da válvula de agulha.	119
Figura 5.50 – Ensaio com nível de pressão de 6 MPa na linha de suprimento durante o acionamento da fatia com válvula compensadora de duas vias.	121
Figura 5.51 – Gráficos de vazão x pressão para o ensaio com a fatia Q3 operando em 6 MPa na linha de suprimento.	122
Figura 5.52 - Ensaio com nível de pressão de 10 MPa na linha de suprimento durante o acionamento da fatia com válvula compensadora de duas vias.	123
Figura 5.53 – Gráficos de vazão x pressão para o ensaio com a fatia Q3 operando em 10 MPa na linha de suprimento.	123
Figura 5.54 – Ensaio com nível de pressão de 14 Mpa na linha de suprimento durante o acionamento da fatia com válvula compensadora de duas vias.	124
Figura 5.55 - Gráficos de vazão x pressão para o ensaio com a fatia Q3 operando em 14 MPa na linha de suprimento.	125

Figura 5.56 - Ensaio com nível de pressão de 16 MPa na linha de suprimento durante o acionamento da fatia com válvula compensadora de duas vias.	126
Figura 5.57 - Gráficos de vazão x pressão para o ensaio com a fatia Q3 operando em 16 MPa na linha de suprimento.	127
Figura 6.1 – Modelo em AMESim do sistema hidráulico com bomba de deslocamento variável de pistões axiais com compensação de vazão e pressão.	138
Figura 6.2 – Modelo em AMESim da válvula direcional.	141
Figura 6.3 – Modelo em AMESim da válvula compensadora de pressão de três vias.	143
Figura 6.4 – Modelo em AMESim da Válvula compensadora de duas vias.	145
Figura 6.5 – Vista em perspectiva 1 do desenho da bancada de testes.	148
Figura 6.6 - Vista em perspectiva 2 do desenho da bancada de testes.	149
Figura 6.7 – Vista em perspectiva explodida do circuito de potência da bancada de testes.	150
Figura 6.8 - Vista em perspectiva explodida do circuito de atuação da bancada de testes.	152
Figura 6.9 – Circuito hidráulico do controlador de temperatura.	155
Figura 6.10 – Circuito elétrico de comando para aquecimento e resfriamento.	157
Figura 6.11 – Circuito elétrico de potência para aquecimento e resfriamento.	158

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Componentes do circuito hidráulico com bomba de deslocamento variável.	30
Tabela 3.2 – Componentes do sistema hidráulico com bomba de deslocamento fixo.	37
Tabela 5.1 - Valores de vazão na linha de suprimento e nos circuitos das fatias e a queda de rotação no eixo do motor hidráulico para os pontos numerados na Figura 5.38.	110
Tabela 5.2 - Valores de vazão na linha de suprimento e nos circuitos das fatias e a queda de rotação no eixo do motor hidráulico para os pontos numerados na Figura 5.38.	111
Tabela 6.1 - Identificação dos componentes e partes construtivas do circuito de potência da bancada de testes.....	151
Tabela 6.2 – Identificação dos componentes e partes construtivas do circuito de atuação da bancada de testes.	153
Tabela 6.3 – Componentes do circuito hidráulico do controlador de temperatura. .	156

SIMBOLOGIA

Alfabeto Grego

α	Ângulo de inclinação do prato da bomba de deslocamento variável	graus
β	Módulo de compressibilidade do fluido isento de ar	[Pa]
β_e	Módulo de compressibilidade efetivo	[Pa]
φ	Ângulo do vetor velocidade do fluido	graus
θ	Ângulo de inclinação do tubo	graus
η_m	Rendimento mecânico	[%]
η_V	Rendimento volumétrico	[%]
ν	Viscosidade cinemática do óleo	[m ² /s]
μ	Viscosidade absoluta do óleo	[kg/m.s]
μ_{am}^f	Coefficiente experimental para o torque de atrito mecânico	[adim]
ρ_m	Massa específica referente à média aritmética das pressões p_1 e p_2	[kg/m ³]
ρ_{p1}	Massa específica do fluido sob a pressão p_1	[kg/m ³]
ρ_{p2}	Massa específica do fluido sob a pressão p_2	[kg/m ³]
ρ_0	Massa específica do fluido sob pressão atmosférica na câmara dos submodelos	[kg/m ³]
ρ	Massa específica do fluido	[kg/m ³]
ω	Velocidade angular	[rad/s]
Δp	Diferença de pressão	[Pa]
Δp^{2A1}	Diferença de pressão no motor hidráulico	[Pa]
Δp_0	Diferença de pressão igual à pré-carga da mola	[Pa]
Δp_t	Diferença de pressão total	[Pa]
Δp_{p-c}	Diferença de pressão entre as pressões de suprimento e de carga	[Pa]
Δp_{p-x}	Diferença de pressão real entre a linha de suprimento e a linha de pilotagem da bomba	[Pa]
$\Delta p_{d_{p-x}}$	Diferença de pressão desejada entre a linha de suprimento e a linha de pilotagem da bomba	[Pa]
δp_p	Diferença de pressão na linha de suprimento	[Pa]

Alfabeto Latino

A	Área da palheta	[m ²]
-----	-----------------	-------------------

A_A	Área útil do lado A do êmbolo	[m ²]
A_B	Área útil do lado B do êmbolo	[m ²]
A_{e1}	Área efetiva do êmbolo na câmara (1)	[m ²]
A_{e2}	Área efetiva do êmbolo na câmara (2)	[m ²]
A_0	Área do orifício	[m ²]
A_{or}	Área do orifício retangular	[m ²]
A_{st}	Área da seção transversal da célula de transporte	[m ²]
B	Coefficiente de atrito viscoso	[Ns/m]
b	Largura da engrenagem	[m]
c	Curso do pistão na bomba de deslocamento variável	[m]
cd	Coefficiente de descarga	[adim]
$cd_{máx}$	Coefficiente de descarga máximo	[adim]
d	Diâmetro do pistão	[m]
d_m	Diâmetro médio	[m]
d_e	Diâmetro do êmbolo do submodelo	[m]
d_{in}^{Pi}	Diâmetro interno da tubulação	[m]
dh	Diâmetro hidráulico	[m]
d_h	Diâmetro da haste do submodelo	[m]
D_g	Deslocamento geométrico	[m]
D_{tc}^{2A1}	Deslocamento volumétrico teórico do motor hidráulico	[m ³ /rad]
D_{tc}	Deslocamento volumétrico teórico da bomba	[m ³ /rad]
d_p	Diâmetro primitivo da engrenagem	[m]
F_0	Pré-carga da mola	[N]
F_2	Força do fluido na porta 2	[N]
F_3	Força na porta 3 do submodelo	[N]
F_4	Força na porta 4 do submodelo	[N]
f_{at}	Fator de atrito	[adim]
F_{esc}	Força de escoamento	[N]
F	Força na palheta	[Nm]
k_x	Constante elástica da mola	[N/m]
k_{gr}	Gradiente de pressão	[m ³ /s/Pa]

k_r	Razão da área de pilotagem	[adim]
l	Comprimento do tubo	[m]
l_e	Comprimento efetivo do atuador hidráulico	[m]
m	Módulo da engrenagem	[m]
n	Frequência de rotação	[rps]
n^{2A1}	Frequência de rotação no eixo do motor hidráulico	[rps]
n_{or}	Número de orifícios retangulares	[adim]
p_c	Pressão de carga	[Pa]
p_e	Pressão de entrada	[Pa]
p_i	Pressão intermediária	[Pa]
p_P	Pressão de suprimento	[Pa]
p_s	Pressão de saída	[Pa]
p_x	Pressão de pilotagem	[Pa]
p_2	Pressão na porta dois do submodelo	[Pa]
p_3	Pressão na porta 3 do submodelo	[Pa]
p_A	Pressão na câmara A do êmbolo	[Pa]
p_B	Pressão na câmara B do êmbolo	[Pa]
p_A^{2Z1}	Pressão na via A da fatia com válvula compensadora de três vias	[Pa]
p_B^{2Z1}	Pressão na via B da fatia com válvula compensadora de três vias	[Pa]
p_{Paj}	Pressão ajustada na linha de suprimento	[Pa]
P_{acion}	Potência de acionamento	[W]
P_A^{2Z1}	Potência na via A da fatia com válvula compensadora de três vias	[W]
P_d	Potência dissipada desejada	[W]
P_r	Potência dissipada real	[W]
P_{tc}	Potência teórica	[W]
P_{util}	Potência útil	[W]
q_V	Vazão volumétrica	[m ³ /s]
q_{V1}	Vazão na porta (1) do atuador hidráulico	[m ³ /s]
q_{V2}	Vazão na porta (2) do atuador hidráulico	[m ³ /s]
q_{VB}^{2Z1}	Vazão volumétrica na via B da fatia com válvula compensadora de três vias	[m ³ /s]

q_{Ve}	Vazão efetiva	[m ³ /s]
q_{Vs}	Vazão de fuga	[m ³ /s]
$q_{V\sin}$	Vazamento interno	[m ³ /s]
q_{Vemb}^s	Vazão devido ao movimento do êmbolo	[m ³ /s]
q_{VP}	Vazão na linha de suprimento	[m ³ /s]
q_{Vi}	Vazão volumétrica total	[m ³ /s]
q_{Vic}	Vazão volumétrica teórica	[m ³ /s]
$q_{Vimáx}$	Vazão volumétrica total máxima	[m ³ /s]
q_{Vu}	Vazão consumida no sistema de atuação	[m ³ /s]
Re	Número de Reynolds	[adim]
Re _{crt}	Número de Reynolds crítico	[adim]
T_{am}	Torque de atrito mecânico	[Nm]
T_{at}	Torque de atrito	[Nm]
T_c	Torque de atrito constante	[Nm]
T_e	Torque efetivo	[Nm]
T_{ic}	Torque teórico	[Nm]
T_v	Torque de atrito viscoso	[Nm]
V	Volume na câmara	[m ³]
V_1	Volume na câmara (1)	[m ³]
V_2	Volume na câmara (2)	[m ³]
V_{01}	Volume morto na câmara (1)	[m ³]
V_{02}	Volume morto na câmara (2)	[m ³]
V^{Pi}	Volume de fluido na mangueira	[m ³]
v	Velocidade tangencial média	[m/s]
v_e	Velocidade do êmbolo	[m/s]
v_1	Velocidade na porta 1	[m/s]
v_3	Velocidade na porta 3	[m/s]
v_4	Velocidade na porta 4 dos submodelos	[m/s]
w_{or}	Largura do orifício retangular	[m]
x	Deslocamento	[m]

x_0	Comprimento da câmara com deslocamento zero	[m]
z_p	Número de pistões da bomba	[adim]
z_D	Número de dentes da engrenagem	[adim]

RESUMO

Este trabalho trata do estudo teórico-experimental de um sistema hidráulico *load sensing* utilizado na área móbil, mais especificamente em tratores, o qual é composto basicamente por uma bomba de deslocamento variável de pistões axiais com compensação de pressão e vazão e um bloco de controle de válvulas direcionais com compensação de pressão.

São apresentadas as principais configurações de sistemas hidráulicos utilizadas na área móbil com destaque para as características de eficiência energética inerente a cada um. Posteriormente é descrito o sistema hidráulico com bomba de deslocamento variável analisado, bem como os componentes que fazem parte do circuito de potência e do circuito de atuação.

Utilizando-se o software Advanced Modeling Environment for performing Simulations (AMESim), é desenvolvido um modelo matemático do sistema hidráulico em estudo, com a finalidade de representar o seu comportamento em regime permanente. Por meio de uma bancada desenvolvida para testar este sistema com bomba de deslocamento variável, valida-se o modelo em regime permanente nas condições de operação definidas. Assim, os resultados teóricos são comparados com os resultados experimentais.

Na análise dos resultados teórico-experimentais avalia-se o sistema hidráulico, no que tange as características de eficiência energética com o sistema operando com cargas individuais, bem como com cargas aplicadas simultaneamente. O segundo ponto da análise de resultados está dirigido para avaliação do nível de interferência que um circuito gera sobre outro quando o sistema hidráulico em estudo está operando simultaneamente.

Os componentes foram fornecidos pela empresa Bosch Rexroth Ltda., a qual mantém parceria com o Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos (LASHIP), do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina.

ABSTRACT

This research deals with the theoretical-experimental study of a hydraulic system used in the mobile area, more specifically in tractors, which is composed basically by a axial pistons variable displacement pump with pressure and flow compensation and a directional valve control block with pressure compensation.

The work presents the main hydraulic system configurations used in the mobile area with prominence for the inherent energy efficiency characteristics of each one of them. Later is presented the analyzed variable displacement pump hydraulic system and the detailed description of the components that compose the power circuit and the actuator circuit.

Using the AMESim software, a mathematical model of the hydraulic system in study is developed, with the purpose of representing it's behavior in steady state. Through a test bed developed to test this system with a variable displacement pump, the static model of the system is validated in the defined operation conditions. Therefore, the theoretical results are compared with the experimental results.

The analysis of the theoretical-experimental results allows the evaluation of the hydraulic system, concerning the characteristics of energy efficiency with the system operating with individual loads, as well as with loads applied simultaneously. The second point of the analysis of results is directed for evaluation of the interference level that a circuit generates on other when the hydraulic system in study is operating simultaneously.

These components were supplied by the company Bosch Rexroth Ltda., which maintains a partnership with the Laboratory of Hydraulic and Pneumatic Systems (LASHIP), from the Department of Mechanical Engineering of the Federal University of Santa Catarina.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1 Contextualização

Nos últimos anos o agronegócio brasileiro se desenvolveu muito, tornando o país um dos maiores exportadores de produtos agrícolas, fazendo frente a países da União Européia e Estados Unidos. Um dos fatores preponderantes que levou o Brasil a excelentes níveis de produção foi a utilização de tecnologia adequada no desenvolvimento dos equipamentos agrícolas utilizados no setor, agregando nas duas principais fases, plantio e colheita, operações com menores perdas.

O plantio é uma fase crítica, pois, além de exigir velocidades altas frente o tipo de processo, deve também apresentar o menor número de falhas entre plantas, uma vez que não existe forma de compensar este problema. Com base nisso, as indústrias ligadas ao setor agrícola estão buscando desenvolver novos equipamentos que possuam como característica uma maior produtividade com melhor qualidade e menor consumo de energia.

Neste contexto, este trabalho refere-se ao estudo teórico-experimental de um sistema hidráulico de aplicação móbil, mais especificamente utilizado em tratores e que tem como uma de suas principais funções, justamente o fornecimento de energia hidráulica para plantadeiras pneumáticas.

Este sistema utiliza como meio de conversão da energia mecânica em hidráulica, uma bomba de deslocamento variável (bomba de pistões axiais com compensação de pressão e vazão), a qual faz parte do circuito de potência. No circuito de atuação do sistema destaca-se um bloco de controle de válvulas direcionais com compensação de pressão. Neste sentido, o trabalho trata da avaliação do comportamento em regime permanente deste sistema hidráulico.

1.2 Objetivo e metodologia

De acordo com a Bosch Rexroth Ltda, parceira para a realização desta dissertação de mestrado, há o interesse em se conhecer o comportamento em regime permanente do sistema hidráulico com bomba de deslocamento variável, submetido à operação com cargas simultâneas.

Este sistema tem por finalidade principal fornecer uma vazão constante para os implementos, principalmente para as plantadoras que possuem o sistema de distribuição de sementes por geração de vácuo. Desta forma, o sistema deve minimizar as interferências que possam ocorrer sobre o regime de funcionamento do motor hidráulico de uma plantadora quando em operação simultânea com outros implementos acoplados ao mesmo sistema.

Especificamente, esta dissertação de mestrado envolve a estruturação e análise teórico-experimental do sistema hidráulico com bomba de pistões axiais de deslocamento variável com compensação de pressão e vazão. O estudo está direcionado para a avaliação do comportamento em regime permanente e do desempenho energético do sistema sob diferentes condições de funcionamento.

1.3 Justificativas

A crescente mecanização agrícola e a necessidade de se produzir mais com menores custos motivam a exploração de diferentes configurações de sistemas hidráulicos a fim de identificar, em cada um deles, os níveis de consumo de energia em regimes de operação diferenciados e, conseqüentemente, determinar a configuração mais adequada para cada campo de aplicação.

Neste sentido, MEDINA (2004) salienta que a utilização racional da energia é uma meta tecnológica à qual se devem investir todos os esforços. Na tecnologia hidráulica, o emprego de sistemas compensadores de carga, também denominados de *“load sensing”*, sistemas com acumuladores, sistemas otimizados de divisão de vazão e sistemas de ajuste de potência vão neste sentido.

Deve-se enfatizar também a importância de se analisar no sistema hidráulico, os atuadores em operação simultânea e o nível de interferência que um atuador causa sobre o outro. Além da necessidade de se avaliar os níveis de dissipação de energia no sistema para diferentes regimes de operação.

Pode-se ressaltar ainda a integração entre a análise teórica do modelo e a realização de testes experimentais, que permitem uma maior clareza quanto ao desempenho do sistema estudado, correlacionando com o tipo de carga, vazão e potência consumida.

1.4 Estrutura do trabalho

De forma geral, este trabalho será apresentado na seguinte forma:

No capítulo 1 é apresentada a descrição do trabalho enfocando os objetivos, justificativas e a metodologia aplicada.

No capítulo 2 descrevem-se alguns aspectos gerais relativos aos sistemas hidráulicos utilizados em sistemas móveis, bem como o princípio de funcionamento de seus componentes, destacando as características inerentes a cada um deles.

O capítulo 3 trata da descrição do sistema hidráulico e do aparato experimental utilizado no estudo.

O capítulo 4 trata da simulação do sistema hidráulico em estudo e da análise de seu comportamento em regime permanente. Deste modo, faz-se uso das ferramentas disponíveis no *software* AMESim.

No capítulo 5 faz-se uma análise dos resultados teóricos e experimentais alcançados, apresentando-se algumas conclusões a respeito do sistema hidráulico, bem como das válvulas de controle direcionais, utilizadas nestes sistemas, em diferentes regimes de funcionamento.

No capítulo 6 são apresentadas as conclusões e recomendações para trabalhos futuros.

CAPÍTULO 2

SISTEMAS HIDRÁULICOS PARA APLICAÇÃO MÓBIL

2.1 Introdução

Os sistemas hidráulicos são utilizados para o controle de grandes potências com rapidez, confiabilidade e eficiência. Por meio de sinais de baixa potência é possível exercer o controle da velocidade, posição ou força de um atuador hidráulico. (ANDRIGHETTO, 1996).

Estas características e uma relação peso/potência bastante reduzida fazem com que os sistemas hidráulicos sejam amplamente difundidos na área móbil. Neste sentido, serão apresentados inicialmente os conceitos relativos à transformação e transmissão de energia do motor endotérmico até os atuadores hidráulicos.

Conforme GIACOSA (1967) e BOSCH (2005), os motores endotérmicos têm por objetivo transformar a energia calorífica em energia mecânica diretamente utilizável. A energia calorífica pode provir de diversas fontes primárias: combustíveis de várias origens, energia atômica, porém no caso de motores endotérmicos, é obtida da queima de combustíveis líquidos ou, mais raramente, gasosos. Portanto, pode-se dizer que os motores endotérmicos transformam em energia mecânica, isto é, em trabalho útil, a energia química do combustível.

A energia mecânica fornecida a uma bomba hidrostática a partir de um motor endotérmico é transformada em energia hidráulica que é transmitida através de tubulações e controlada por válvulas até chegar aos atuadores (cilindros e motores hidráulicos). Estes últimos, por meio de movimentos retilíneos ou rotativos, transformam esta energia hidráulica em mecânica novamente. É conveniente observar que, neste processo de sucessivas transformações, também existem perdas de energia que devem ser consideradas.

As partes do circuito hidráulico que promovem a atuação sobre a carga compõem o circuito de atuação, o qual normalmente inclui válvula direcional e cilindro ou motor. O circuito da unidade de potência é o responsável pelo suprimento de energia hidráulica para os circuitos de atuação e constitui-se fundamentalmente de reservatório, bomba, válvula de alívio e filtro. Os componentes dos circuitos podem variar de acordo com a aplicação, incluindo outros tipos de válvulas e também sensores para medição de variáveis como temperatura, pressão, vazão, deslocamento etc. (DE NEGRI, 2001).

Atualmente em máquinas motrizes é possível observar a existência de muitas configurações de sistemas hidráulicos. Neste sentido, são amplamente aplicados em sistemas de freios, sistemas de direção, na movimentação de cargas e fornecimento de energia hidráulica aos implementos instalados nas mesmas. Em várias máquinas são encontrados sistemas hidráulicos destinados a executar, além das atribuições citadas acima, movimentação das

mesmas por meio de motores hidráulicos acoplados às rodas. Sob este ponto de vista constata-se a vasta utilização dos sistemas hidráulicos na área móbil.

Na Figura 2.1 pode-se visualizar um circuito hidráulico característico de um trator, o qual apresenta sua unidade de potência composta por duas bombas hidráulicas e um bloco de válvulas de controle direcional. Neste caso, a bomba de engrenagens é responsável pelo suprimento de vazão à unidade de direção enquanto que a bomba de pistões axiais de deslocamento variável fornece vazão ao bloco de válvulas de controle direcional. Na mesma figura são vistos três atuadores lineares e um atuador rotativo que fazem parte do sistema de atuação e, normalmente estão inseridos em implementos agrícolas. Ainda pertencendo ao sistema de atuação, os tratores possuem cilindros hidráulicos, responsáveis pela movimentação do engate de três pontos, e um circuito para o freio do reboque.

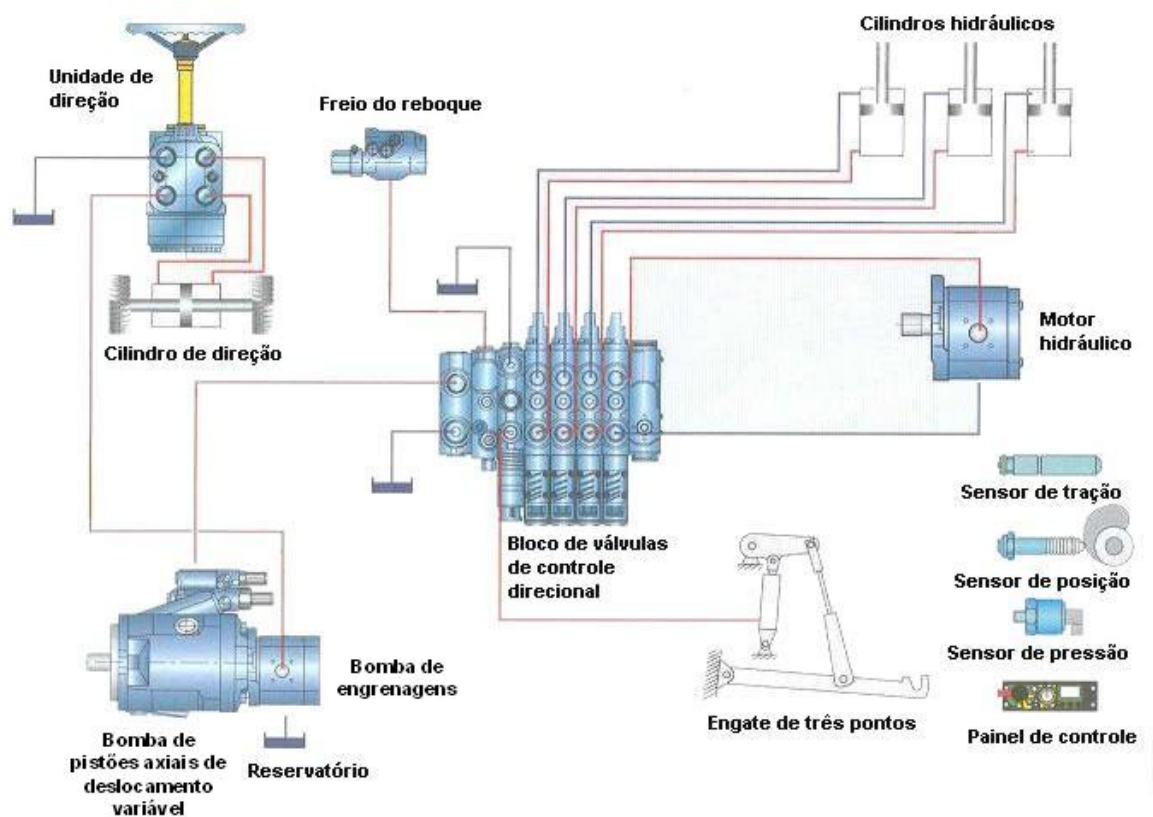


Figura 2.1 – Sistema hidráulico de um trator com bomba de engrenagens e bomba de pistões axiais de deslocamento variável (REXROTH BOSCH GROUP, 1991. Tradução nossa).

Finalizando esta descrição geral sobre o circuito da figura anterior, é possível verificar a existência de alguns sensores utilizados para indicar posição, pressão e tração ao painel de controle que, por sua vez, após um sinal de referência do operador, controla o movimento do implemento agrícola. Dessa forma, torna operações como regulagem de altura, velocidade de descida, entre outras, muito mais rápidas e seguras. Cabe salientar que a descrição deste sistema é ilustrativa, pois como foi mencionado antes, existem várias configurações, sendo cada uma para uma gama de aplicações.

2.2 Máquinas de deslocamento positivo

Máquina hidráulica é o equipamento que promove a conversão de energia entre um sistema mecânico e um fluido, transformando a energia mecânica em energia hidráulica ou energia hidráulica em energia mecânica. As máquinas hidráulicas são normalmente subdivididas em dois tipos principais: as máquinas de deslocamento positivo (hidrostáticas) e as máquinas de fluxo (hidrodinâmicas) (adaptado de HENN, 2001).

Segundo HENN (2001), nas máquinas de deslocamento positivo, a conversão de energia acontece pelo confinamento do fluido em câmaras formadas entre a carcaça da máquina e um elemento com movimento alternativo ou rotativo. Portanto, durante o funcionamento, a sucção necessária em bombas de engrenagens é gerada pelo aumento do volume dos dentes das engrenagens quando eles desengrenam e, por sua vez, na câmara de pressão os dentes voltam a engrenar, forçando o fluido para o exterior pela via de pressão.

As bombas e motores hidráulicos tratados nesta dissertação estão inseridos no conceito de máquinas de deslocamento positivo. Sendo que as bombas são os componentes responsáveis pela transformação da energia mecânica em energia hidráulica, ao passo que, os motores transformam a energia hidráulica advinda destes em energia mecânica novamente. Os componentes citados são descritos mais detalhadamente a seguir.

2.2.1 Bombas e motores hidráulicos

A bomba é responsável pelo suprimento de vazão em um sistema hidráulico, através da sucção do fluido hidráulico do interior do reservatório e a transferência para a sua saída, de onde este será conduzido para outro componente ou retornará para o reservatório novamente.

Neste contexto cabe salientar que a pressão num sistema hidráulico não é gerada pela bomba, mas resulta da resistência oferecida pelo sistema ao escoamento do óleo. Esta oposição é resultado das forças externas (carga e atrito) e das forças de atrito internas (GÖTZ, 1991).

Segundo BLACKBURN *et al* (1960), projetos amplamente variados de bombas e motores de deslocamento positivo têm sido desenvolvidos para satisfazer as necessidades de aplicações de altas pressões e vazões. Estes projetos estão baseados em três tipos principais, que podem ser designados como máquinas de palhetas, engrenagens e pistões. Sendo que as últimas duas fazem parte do objetivo de estudo desta dissertação.

2.2.1.1 Análise em regime permanente

Segundo DE NEGRI (2001), em circuitos com válvulas de operação discreta, normalmente são utilizados modelos matemáticos estáticos que possibilitam determinar as perdas de carga que ocorrerão nas válvulas, as áreas de cilindros, o deslocamento volumétrico

e o rendimento de bombas e motores. Desta forma, permitem determinar o valor de pressões, vazões, forças, velocidades etc. que estarão ocorrendo quando o circuito estiver em uma condição perene de operação. Neste sentido, BLACKBURN (1969) salienta que torque, velocidade, vazão e pressão são as variáveis de maior importância na operação de máquinas de deslocamento positivo.

Segundo von LINSINGEN (2003), uma bomba ou motor pode ser representado de forma mais simples conforme a Figura 2.2. Essa máquina é composta de um rotor com uma palheta retangular com área (A) e espessura infinitesimal, alojados em uma carcaça circular com uma entrada e uma saída. Deste modo formam-se duas câmaras, uma de entrada e outra de saída, que são delimitadas de um lado pela palheta, e do outro por uma parede virtual.

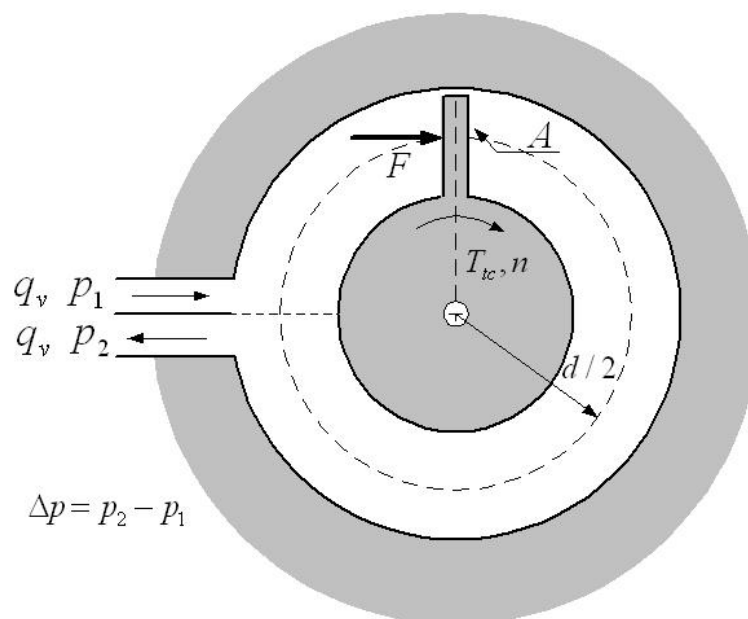


Figura 2.2 – Modelo de máquina rotativa hidrostática (adaptada de von LINSINGEN, 2003)

Considerando-se que o modelo da Figura 2.2 é uma bomba, a câmara a montante da palheta é a de sucção, sendo a pressão na entrada aproximadamente igual a pressão atmosférica. Já a pressão a jusante da palheta vai depender do carregamento, ou seja, da perda de carga à que o sistema está acoplado. Por outro lado, admitindo-se que o modelo seja um motor hidráulico, ocorre exatamente o contrário, isto é, a pressão na entrada é proveniente do torque aplicado ao eixo e a pressão na saída será aproximadamente igual à pressão atmosférica. A análise a seguir é feita somente para um motor, pois para uma bomba a análise é semelhante.

Quando o rotor efetua uma volta completa (360°), o volume de fluido deslocado nas câmaras do motor, considerando o perímetro médio igual a πd , tem-se:

$$D_g = A\pi d_m \quad (2.1)$$

Onde:

D_g = deslocamento geométrico [m³/rot];

A = área da palheta [m²];

d_m = diâmetro médio [m];

De acordo com a equação da continuidade, a vazão do motor em regime permanente é,

$$q_{v_{tc}} = vA \quad (2.2)$$

Onde:

$q_{v_{tc}}$ = vazão volumétrica teórica [m³/s];

v = velocidade tangencial média em $d_m/2$ [m/s];

Como a velocidade tangencial pode ser escrita como $v = \omega \frac{d_m}{2}$, onde ω (rad/s) é a velocidade angular do rotor, então da equação 2.2 tem-se:

$$q_{v_{tc}} = \omega \frac{d_m}{2} A \quad (2.3)$$

Sabendo que $\omega = 2\pi n$ (rad/s), onde n deve ser inserido em rps, a vazão do motor pode ser obtida por,

$$q_{v_{tc}} = D_g n \quad (2.4)$$

e, utilizando-se D_g em unidade de m³/rad, obtém-se a vazão volumétrica teórica por meio da equação (2.5):

$$q_{v_{tc}} = D_g \omega \quad (2.5)$$

Como o torque teórico fornecido pelo eixo do motor é obtido pelo produto da força F pelo braço de alavanca $d_m/2$ onde, neste caso, é resultante da diferença de pressão Δp agindo sobre a área da palheta, obtém-se:

$$T_{tc} = A\Delta p \frac{d_m}{2} \quad (2.6)$$

Onde:

$\Delta p = p_1 - p_2$ [Pa];

p_2 = pressão de saída [Pa];

p_1 = pressão de entrada [Pa];

Da equação (2.1) tem-se que $A = \frac{D_g}{\pi d_m}$, e assim podendo obter o torque também por,

$$T_{ic} = \frac{D_g \Delta p}{2\pi} \quad (2.7)$$

com deslocamento geométrico em unidades de m³/rot ou,

$$T_{ic} = D_g \Delta p \quad (2.8)$$

com deslocamento geométrico em unidades de m³/rad.

Em termos do torque e da velocidade angular, a potência teórica fornecida pelo motor pode ser expressa como,

$$P_{ic} = T_{ic} \omega \quad (2.9)$$

Inserindo as equações (2.4) e (2.7) em (2.9), a potência teórica pode ser expressa como,

$$P_{ic} = q_{V_{ic}} \Delta p \quad (2.10)$$

Cabe enfatizar que esta análise foi feita considerando o sistema ideal, ou seja, que apresenta um rendimento de 100%, pois se considerou o motor livre de vazamentos e perdas por atrito. Já as equações a seguir consideram as influências dos vazamentos em regime permanente que afetam diretamente os níveis de vazão em motores e bombas hidráulicas. Além destes, ainda são consideradas as perdas por atrito, responsáveis por alterações de torque e potência teóricos.

Segundo von LINSINGEN (2003), a vazão efetivamente fornecida pela bomba difere da vazão teórica devido aos vazamentos que ocorrem entre as suas partes móveis, sendo designado por vazão de fugas. Estes vazamentos são inevitáveis, mas também necessários tanto em bombas quanto em motores, pois são responsáveis pela lubrificação das partes móveis. BLACKBURN (1969) considera também perdas volumétricas relacionadas à cavitação e a aeração, as quais produzem efeitos danosos à máquina e ao sistema hidráulico, porém, nesta análise, por tratar-se de condições normais de operação, desconsideram-se estas perdas. Então se define a vazão efetiva do motor hidráulico como,

$$q_{Ve} = q_{Vtc} + q_{Vs} \quad (2.11)$$

Onde:

q_{Vtc} = vazão volumétrica teórica [m³/s]

q_{Vs} = vazão de fugas [m³/s]

A partir da equação (2.11), define-se o rendimento volumétrico (η_v) do motor hidráulico em função das vazões volumétrica teórica e efetiva (q_{Ve}), assim,

$$\eta_v = \frac{q_{Vtc}}{q_{Ve}} \quad (2.12)$$

O torque efetivo fornecido (T_e) em um motor hidráulico é composto do torque teórico (T_{tc}) devido à diferença de pressão e deslocamento volumétrico, e do torque de atrito (T_a) que é composto por três parcelas. A primeira parcela de torque devido ao atrito mecânico (T_{am}) é diretamente proporcional ao diferencial de pressão e ao deslocamento volumétrico do motor resultante de elementos, como mancais e vedações, onde a resistência é proporcional à pressão. A segunda parcela deve-se ao torque de atrito viscoso do fluido (T_v), proporcional à velocidade, viscosidade e áreas, formado nas folgas existentes entre as partes móveis. A outra parcela refere-se ao torque de atrito constante (T_c) que ocorre em vedações e similares. Desta forma o torque de atrito é:

$$T_a = T_{am} + T_v + T_c \quad (2.13)$$

E assim o torque fornecido pelo motor pode ser escrito como:

$$T_e = T_{tc} - T_a \quad (2.14)$$

Conseqüentemente, o rendimento mecânico (η_m) do motor hidráulico é definido como,

$$\eta_m = \frac{T_e}{T_{tc}} \quad (2.15)$$

Neste contexto, cabe ainda analisar as equações fundamentais referentes à potência. A potência entregue ao eixo do motor hidráulico é denominada potência útil (P_u), neste

caso como existem perdas volumétricas e mecânicas, considera-se o rendimento volumétrico (η_v) e o rendimento mecânico (η_m), assim:

$$P_u = q_{ve} \Delta p \eta_v \eta_m \quad (2.16)$$

Com relação à potência consumida na entrada do motor hidráulico, define-se como potência de acionamento (P_a):

$$P_a = \frac{q_{vic} \Delta p}{\eta_v} = q_{ve} \Delta p \quad (2.17)$$

Assim, com a potência útil e de acionamento define-se o rendimento global (η_g) do motor hidráulico como,

$$\eta_g = \frac{P_u}{P_a} = \eta_v \eta_m \quad (2.18)$$

2.2.1.2 Bomba de engrenagens externas

Como se pode observar na Figura 2.3, as bombas de engrenagens externas, na sua concepção mais simples, consistem em um par de engrenagens iguais montadas em uma carcaça de forma apropriada (estator) com uma entrada e uma saída e com vedação lateral por tampas. Uma das engrenagens, motora, responsável pela transmissão do movimento, é fixa ao eixo. A outra engrenagem, movida, é montada livre sobre o eixo (von LINSINGEN, 2003).

Com o desengrenamento dos dentes do par de engrenagens, cria-se uma zona de baixa pressão na câmara de entrada da bomba, fazendo com que o fluido seja succionado do interior do reservatório. Deste modo, o fluido preenche os espaços entre os dentes consecutivos das engrenagens e, através do movimento rotativo destas, é arrastado para a saída da bomba. Neste processo, as câmaras formadas entre os dentes das engrenagens e as paredes da carcaça, onde o fluido está confinado, são chamadas de células de transporte. Quando ocorre o engrenamento dos dentes na câmara de saída da bomba, o fluido é expulso das células para o pórtico de saída.

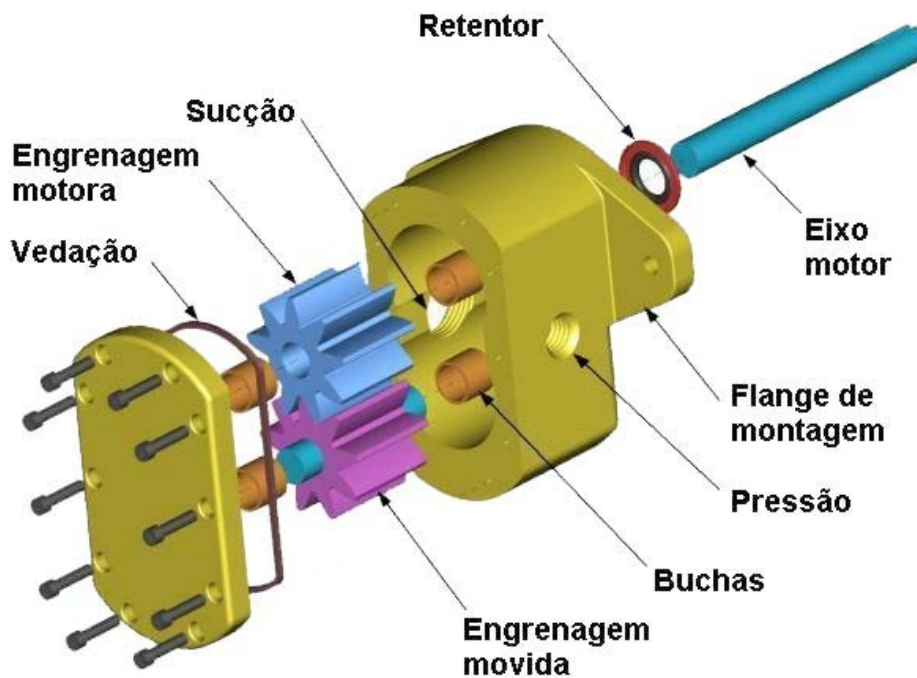


Figura 2.3 – Bomba de engrenagens externas (WIKIMEDIA COMMONS. Tradução nossa).

Segundo von LINSINGEN (2003), é possível obter o valor de vazão teórica de duas maneiras, medindo-se a vazão a uma dada rotação com pressão efetiva na saída tendendo a zero, ou estima-la por meio do conhecimento de seus parâmetros geométricos.

2.2.1.3 Bomba de pistões axiais

A bomba de pistões axiais consiste basicamente em cilindros que se encontram dispostos paralelamente ao eixo de rotação do bloco de cilindros. A transformação do movimento rotativo de acionamento em movimento alternativo dos pistões realiza-se segundo três princípios básicos: quando o prato é inclinado, quando o bloco de cilindros é inclinado e quando o prato é oscilante (GÖTZ, 1991). A configuração utilizada neste trabalho possui prato de inclinação variável, onde seus principais componentes são identificados na Figura 2.4.

Segundo von LINSINGEN (2003), a relativa facilidade de ajuste entre pistões e cilindros permite montagens com folgas que variam de 2 a 5 μm , dependendo das dimensões, o que não pode ser obtido com máquinas de engrenagens ou palhetas. Dessa forma, pode-se operar com pressões bastante elevadas e perdas volumétricas reduzidas.

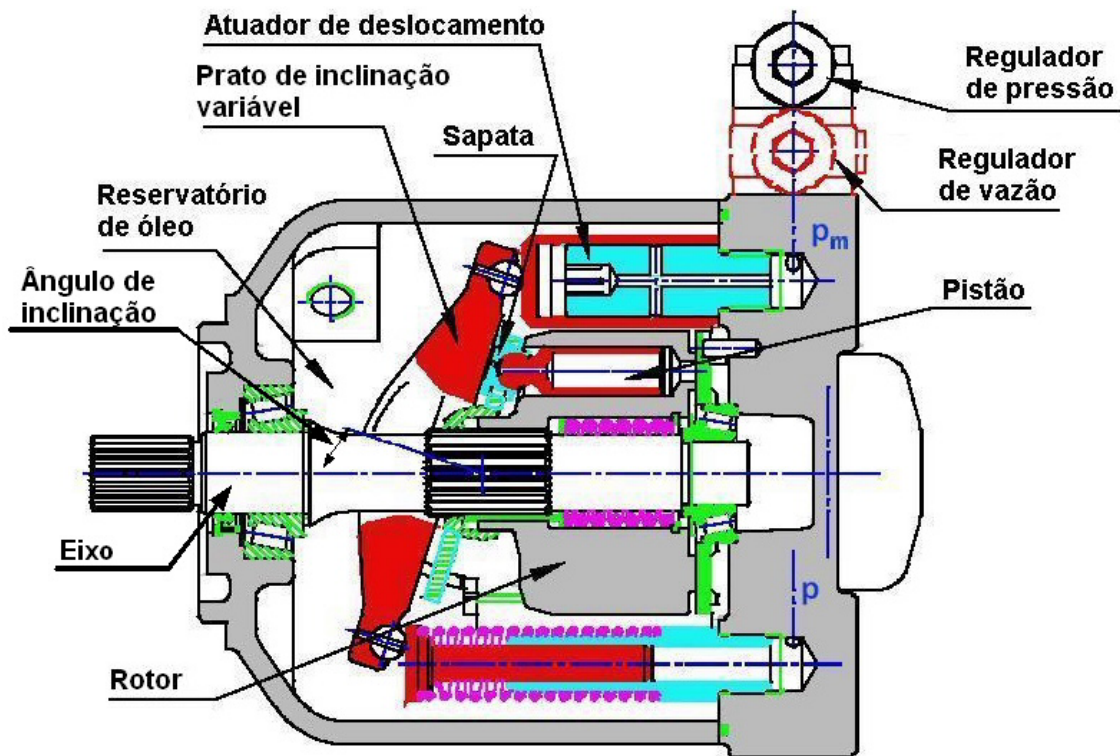


Figura 2.4 – Bomba de pistões axiais de deslocamento variável com compensação de vazão e pressão (MANCÒ, 1999. Tradução nossa).

A bomba utilizada neste trabalho possui dois reguladores, o regulador de pressão responsável por manter constante a pressão do sistema hidráulico dentro de sua faixa de regulação. Deste modo, a bomba recalca somente o fluido que é absorvido pelos consumidores. Este regulador, também chamado de compensador de pressão, substitui a válvula de alívio. O regulador de vazão, conforme pode ser visto na Figura 2.5, é acionado por dois pilotos hidráulicos posicionados em lados opostos, sendo que os sinais de pressão são provenientes da linha de suprimento e da linha de atuação após a restrição, também denominada pilotagem hidráulica. A mola, posicionada do mesmo lado do piloto da linha de atuação permite, por meio de seu ajuste, variar o diferencial de pressão na restrição.

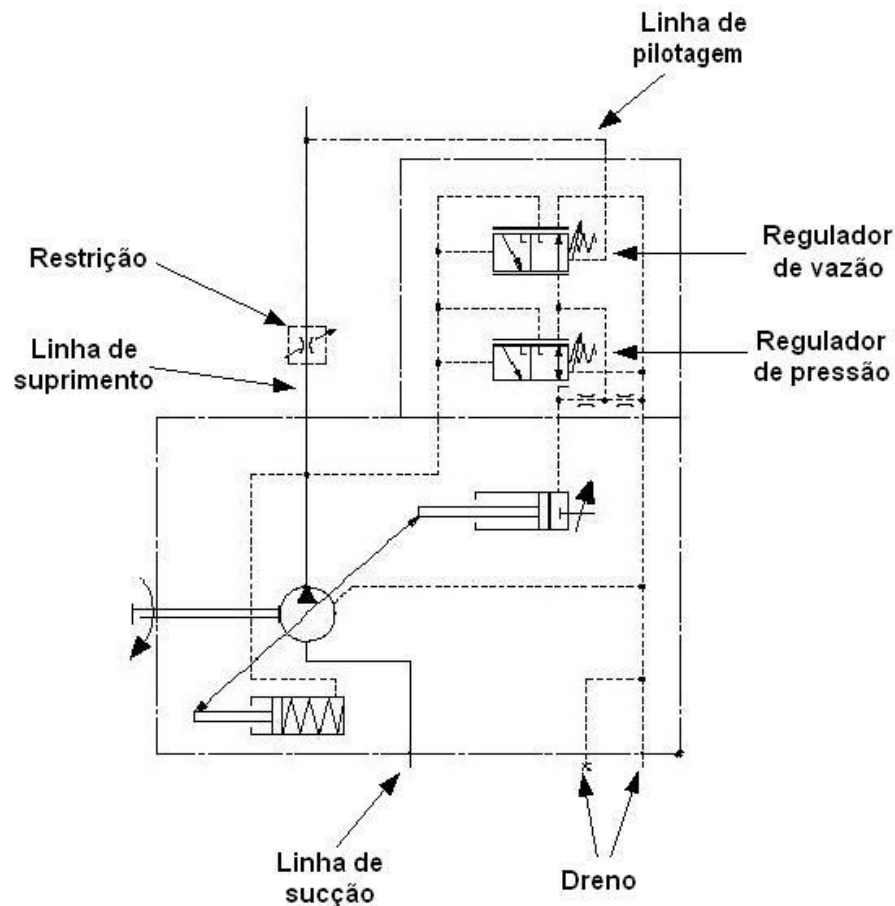


Figura 2.5 – Circuito hidráulico da bomba de pistões axiais de deslocamento variável com reguladores de pressão e vazão (MANNESMANN REXROTH, 2000).

Segundo von LINSINGEN (2003), todos os modelos de máquinas de pistões axiais seguem o mesmo princípio operacional. Desta maneira, a cada 180° de giro do eixo de acionamento, o pistão produz um deslocamento igual ao seu curso (c), o qual depende do ângulo de inclinação (α) do prato ou flange em relação ao eixo. Assim que o eixo atingir uma volta completa (360°), o pistão terá executado dois cursos constituindo sucção e descarga da bomba.

2.3 Limitação e controle de energia

Conforme von LINSINGEN (2003), a limitação e/ou controle de energia em sistemas hidráulicos é realizada, em princípio, atuando-se sobre o valor da potência hidráulica, com a utilização de componentes físicos que alteram os valores de vazão e/ou pressão, segundo dois princípios de ação: controle resistivo e controle conservativo. No primeiro caso, a ação de limitação ou controle está associada à dissipação de energia, já a segunda maneira é aquela na qual a ação de limitação ou controle é realizada com pequena dissipação de energia.

Neste contexto é interessante definir os termos limitação e controle. Entende-se por limitação o valor pré-estabelecido que um determinado parâmetro, vazão ou pressão, pode

assumir por meio do ajuste de uma válvula, não garantindo a sua constância. Com relação ao segundo termo, define-se como a manutenção da constância do valor de um parâmetro de referência, ou a sua variação assistida permanentemente, continuamente comparada com um sinal de realimentação (OGATA, 1993, apud von LINSINGEN, 2003).

Neste sentido, VIRVALO e LIANG (2002) descrevem sobre a utilização de energia em diferentes configurações de acionamentos hidráulicos aplicados em guindastes, onde são apresentados, os gráficos de pressão x vazão e os diagramas simplificados das diferentes concepções de sistemas hidráulicos. Com base neste estudo, reformula-se estas concepções buscando uma correta compreensão dos níveis de energia dissipada e utilizada em cada uma. Cabe salientar ainda, que os diagramas simplificados citados acima estão de acordo com a ISO 1219-1 (ISO 1219-1, 1991) e ISO 1219-2 (ISO 1219-2, 1991).

Assim, a primeira configuração de circuito hidráulico, Figura 2.6, tem como principais componentes: uma bomba de deslocamento fixo (0P1), uma válvula controle direcional (1V1), uma válvula limitadora de pressão (0V1) e uma válvula redutora de vazão (1V2). Desse modo, o sistema de suprimento fornece vazão constante ao sistema de atuação. No entanto, quando a pressão na linha de suprimento atinge um valor equivalente à pressão de início de abertura da válvula limitadora de pressão, parte da vazão fornecida pela bomba retorna ao reservatório através desta válvula.

Quando os componentes do circuito de atuação necessitam uma vazão menor do que a fornecida pela bomba, o excedente retorna ao reservatório pela válvula limitadora de pressão. Mesmo com a necessidade de pressões mais baixas no sistema de atuação, a pressão na linha de suprimento continua sendo a pressão ajustada (p_{Paj}) pela válvula limitadora de pressão, desde que a vazão consumida seja inferior a vazão suprida pela bomba.

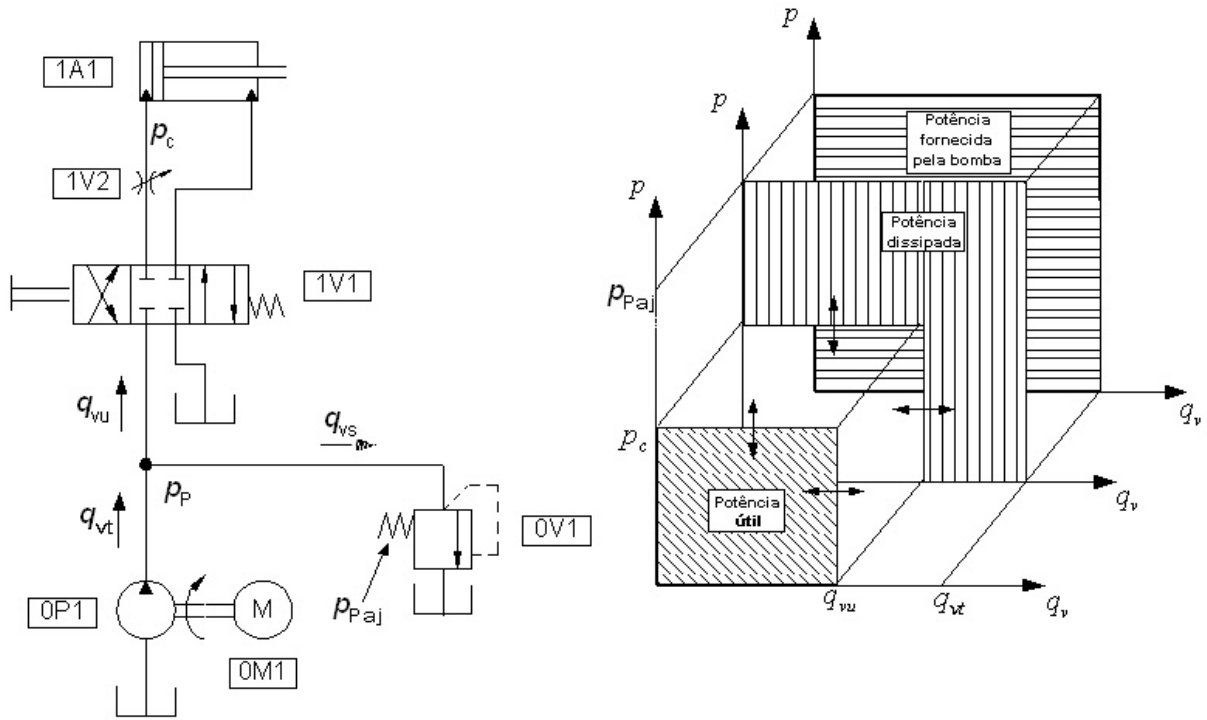


Figura 2.6 – Sistema hidráulico com bomba de deslocamento fixo e válvula limitadora de pressão.

Ainda no gráfico da Figura 2.6, é representada a vazão fornecida pela bomba (q_{vt}), a qual é maior do que a vazão consumida pelo sistema de atuação (q_{vu}), sendo que o seu excedente (q_{vs}) é desviado para o reservatório. Dado que a pressão ajustada (p_{paj}) de abertura da válvula limitadora de pressão situa-se acima da pressão imposta pela carga (p_c), ocorre também um excedente de pressão devido à perda de carga nas válvulas direcional (1V1) e redutora de vazão (1V2). Deste modo, a potência consumida pelo sistema de atuação (potência útil) é menor do que a potência disponível (potência disponibilizada pela bomba) e, portanto, uma parte é dissipada na forma de calor (potência dissipada). Assim, esta configuração de sistema hidráulico é definida como resistiva exatamente porque as válvulas direcional e redutora de vazão é que impuseram a abertura da válvula de alívio.

A concepção de circuito hidráulico ilustrado na Figura 2.7 utiliza em seu sistema de potência uma bomba de deslocamento variável com regulador de pressão (OP1), o qual possibilita ajustar uma pressão de trabalho a um valor pré-determinado, deste modo mantém-se constante a pressão de suprimento no sistema. Porém, quando o sistema de atuação necessita de pressões e ou vazões mais baixas, aumenta-se a perda de carga na válvula redutora de vazão (1V2) através da redução da área de passagem do fluido até que se atinja o nível desejado.

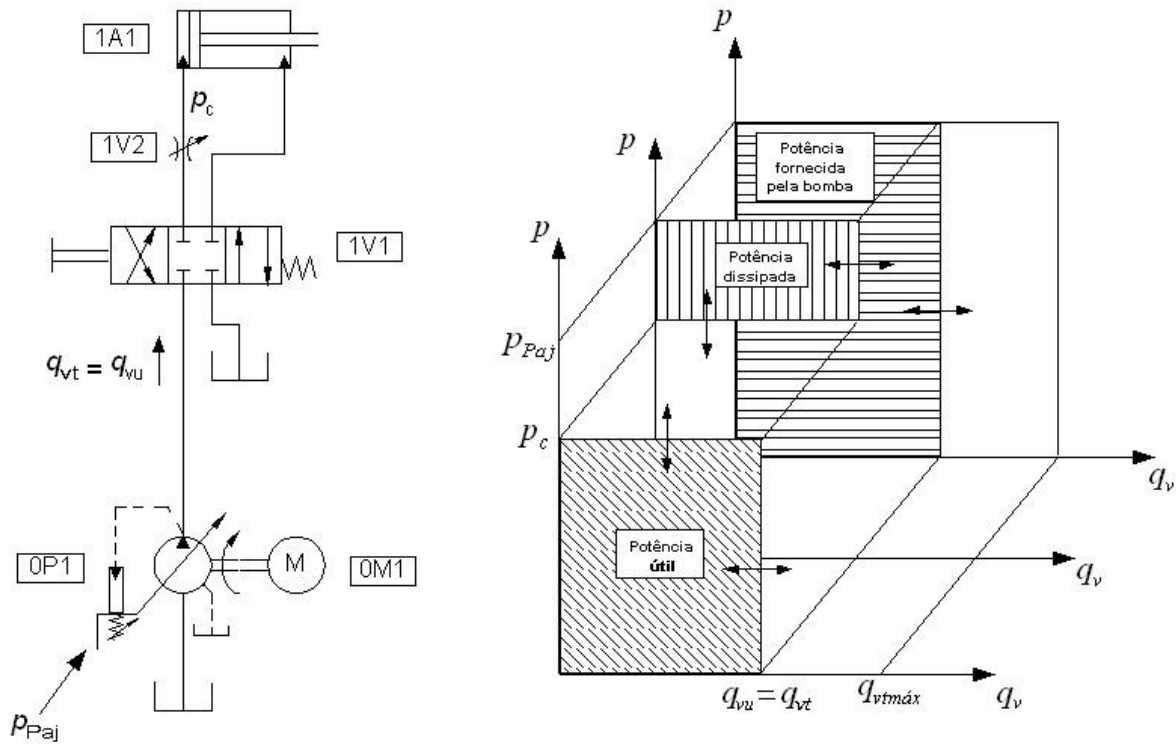


Figura 2.7 – Sistema hidráulico com vazão variável e pressão de trabalho ajustada.

Com relação ao gráfico (Figura 2.7) é importante observar que a vazão fornecida pela bomba (q_{vt}) é sempre igual à vazão consumida pelo sistema de atuação (q_{vu}), dentro de seus limites operacionais. Deste modo, a dissipação térmica de energia deste sistema ocorre devido à perda de carga nas válvulas direcional (1V1) e redutora de vazão (1V2), conforme a área definida pela potência dissipada.

O sistema ilustrado na Figura 2.8 é composto por uma bomba de deslocamento fixo (OP1) semelhante ao circuito da Figura 2.6, entretanto a diferença está na adição de uma válvula compensadora de pressão de dupla pilotagem (0V1). Assim, a linha de pilotagem ligada à válvula direcional (1V1) transmite o sinal da pressão de carga até a válvula compensadora, pilotando o carretel no mesmo sentido da força de ação da mola. De modo análogo, o sinal de pressão do lado oposto à mola, conectado à linha de suprimento, pilota o carretel em sentido oposto à força da mola.

Quando o carretel da válvula direcional encontra-se na posição de centro fechado, a linha de pilotagem posicionada ao lado da mola na válvula compensadora de pressão permanece ligada à linha de retorno, conseqüentemente o carretel da válvula compensadora é acionado em oposição à força de mola, pela ação da pressão na linha de suprimento. Deste modo, a linha de suprimento é ligada à linha de retorno através da válvula compensadora de pressão e, conseqüentemente a linha de suprimento se mantém a baixa pressão.

Quando o carretel da válvula direcional é acionado para a posição de trabalho, o carretel da válvula compensadora de pressão é pilotado pela pressão de carga do circuito de atuação. Desta forma, a pressão na linha de suprimento aumenta e pilota o carretel da vál-

válvula compensadora no sentido oposto até que ocorra um equilíbrio de forças. Portanto, a diferença entre as pressões de suprimento e de carga, que decorre da perda de carga provocada pela válvula (1V1), corresponde à pressão de pré-ajuste da mola sobre o carretel da válvula compensadora de pressão. Neste sentido, ocorrendo uma variação na pressão de carga, o desequilíbrio de forças movimenta o carretel até que este encontre uma nova posição e mantenha a diferença entre as pressões de carga e suprimento constante.

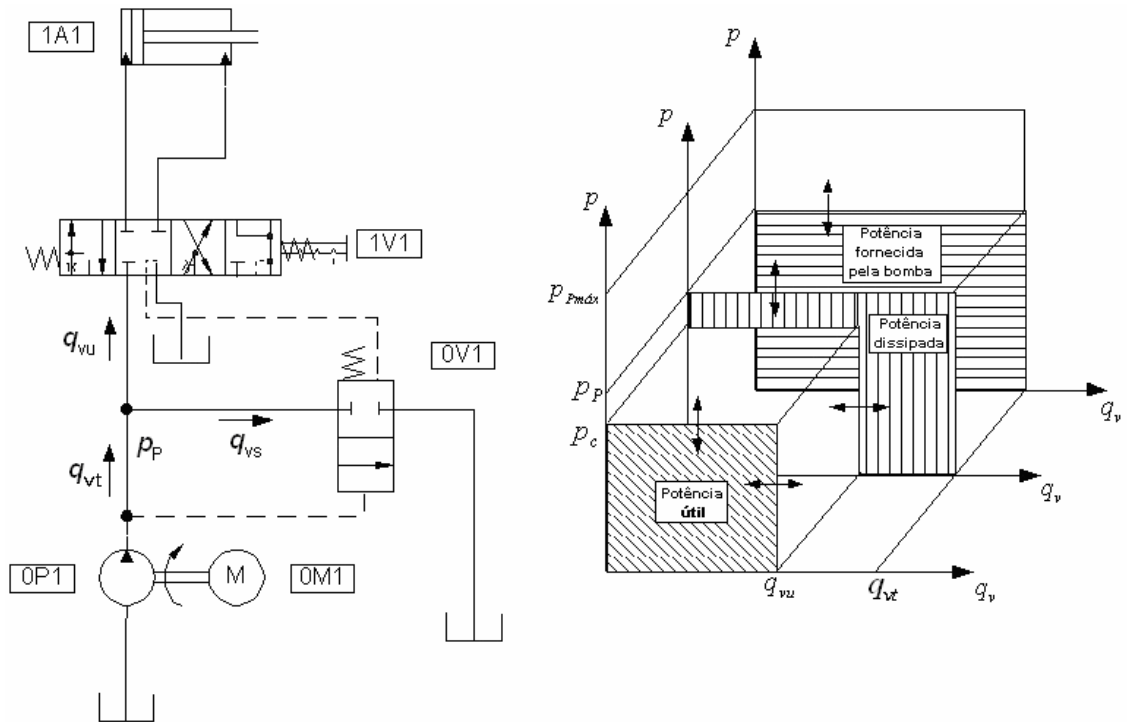


Figura 2.8 – Sistema hidráulico com controle da pressão de suprimento.

Com relação ao gráfico da Figura 2.8, observa-se uma redução da potência dissipada em relação ao gráfico do circuito da Figura 2.6. Isto é consequência da presença do compensador de pressão, que mantém uma diferença de pressão constante, referente à pressão de mola, entre os circuitos de potência e de atuação. Portanto, a potência dissipada neste sistema é menor em relação à potência dissipada no sistema com bomba de deslocamento fixo e válvula limitadora de pressão. Quanto à nomenclatura, é importante salientar que se classifica este sistema como sistema com sensibilidade à carga, adotando-se mais frequentemente o termo *load sensing system*.

Na Figura 2.9, observa-se uma configuração de sistema hidráulico constituída de uma bomba de deslocamento variável com compensações de vazão e pressão (OP1). Através de uma linha de pilotagem, conectada à válvula direcional, é transmitido o sinal de pressão de carga até a válvula compensadora de vazão da bomba de deslocamento variável (ver Figura 2.5). Por meio deste sinal, a bomba fornece somente a vazão consumida pelo sistema de atuação e mantém um diferencial de pressão, entre o sistema de atuação e a linha de suprimento, sempre constante, definido por uma pré-carga na mola do compensador de vazão.

Quando o carretel da válvula direcional está na posição de centro fechado, a linha de pilotagem também denominada de linha sensora da carga (*load sensing line*) conforme SHANG (2004) permanece ligada à linha de retorno e conseqüentemente a bomba permanece em reserva, ou seja, com vazão nula e pressão baixa na linha de suprimento.

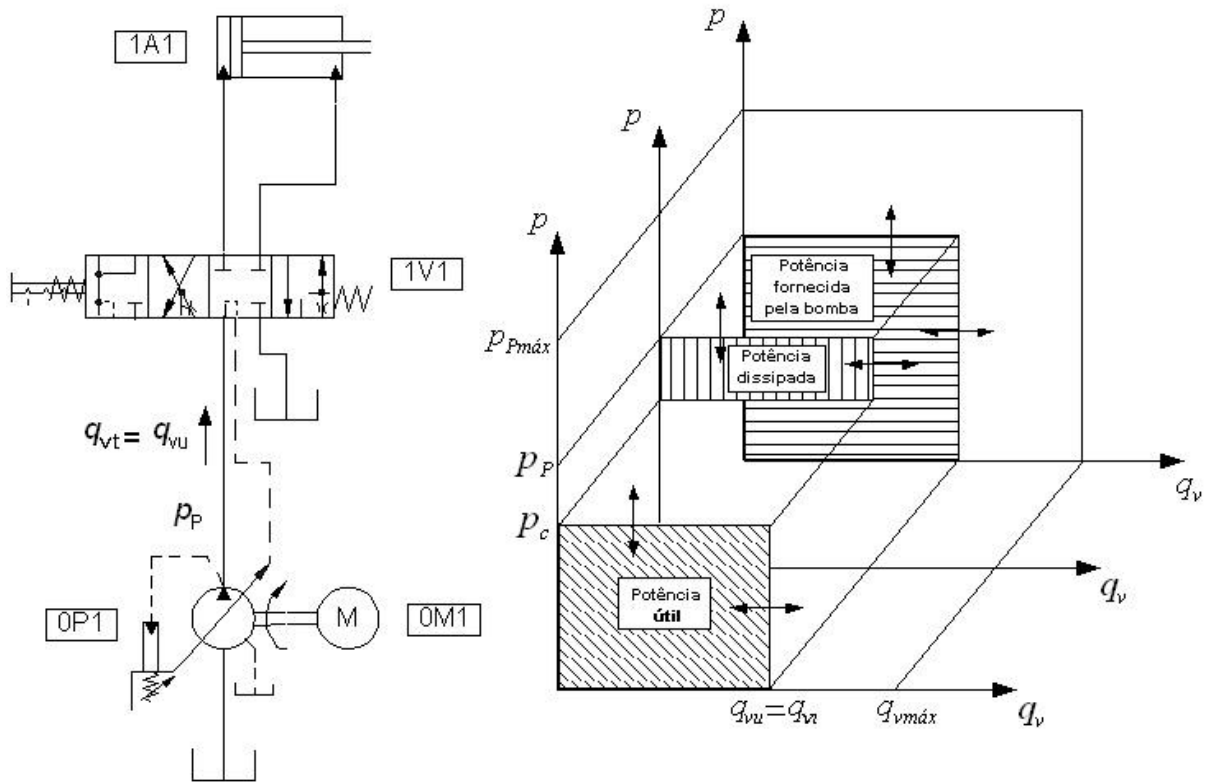


Figura 2.9 – Sistema hidráulico com controle de pressão e vazão.

Com relação ao gráfico da Figura 2.9, a vazão fornecida pela bomba (q_{vt}) é igual à vazão consumida pelo sistema de atuação (q_{vu}), independentemente do regime de operação. De modo semelhante, a diferença entre as pressões de suprimento (p_p) e de carga (p_c) se mantém constante, segundo a pré-carga na mola da válvula compensadora de vazão. Portanto, a potência dissipada neste sistema, indicada no diagrama da figura, é bastante reduzida. Neste sentido, da mesma forma que o sistema da Figura 2.8, este sistema também é designado como sistema com sensibilidade à carga (*load sensing system*).

O sistema apresentado na Figura 2.10 é denominado de acionamento hidrostático (von LINSINGEN, 2003), sendo composto por uma bomba de deslocamento variável (OP1) e um motor hidráulico (OA1). Neste sentido, VIRVALO (2002), comenta que existem aplicações similares de unidades integradas em alguns veículos pesados especiais. Também existem muitos trabalhos de pesquisa buscando aplicações desta concepção em guindastes hidráulicos e robôs.

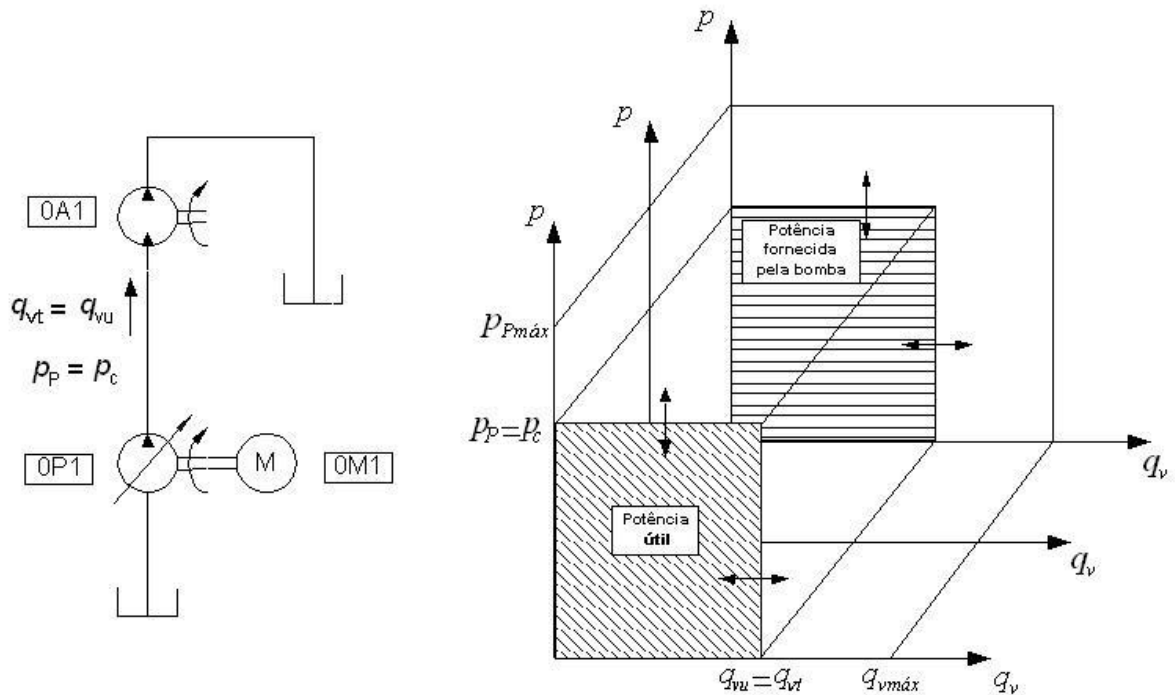


Figura 2.10 – Acionamento hidrostático.

De acordo com o gráfico da Figura 2.10, observa-se que a potência fornecida através da bomba, é integralmente utilizada pelo motor hidráulico. Portanto nesta concepção não há perdas resultantes de dissipação térmica em válvulas. Porém, cabe salientar que esta análise não considera perdas por vazamentos internos ou atrito e também que existem válvulas adicionais no circuito.

SHANG (2004), referindo-se aos sistemas com sensibilidade à carga, como os exemplos das Figura 2.8 e Figura 2.9, ressalta que estes são muito eficientes em aplicações de carga única. Entretanto, são frequentemente usados em aplicações de múltiplas cargas, utilizando apenas uma bomba. Neste caso, apenas o sinal do circuito com maior pressão de carga é realimentado para a válvula compensadora e, conseqüentemente o sistema opera sob a condição de maior carga. Este comportamento resulta em uma eficiência alta para o circuito de maior carga, porém para os circuitos do sistema com cargas menores, a dissipação de energia através da perda de carga nas válvulas é bem maior.

Um problema em sistemas com sensibilidade a carga (*load sensing*) está relacionado com a possibilidade de instabilidade que pode ocorrer através da linha de realimentação de pressão (linha sensora da carga). Uma forma de minimizar este problema é inserir filtros de sinais hidráulicos nas linhas *load sensing*, ou seja, combinações de orifícios, válvulas de retenção e acumuladores. Entretanto, em muitos casos estas filtragens reduzem a resposta dinâmica do sistema. Neste sentido, muitas pesquisas têm buscado aperfeiçoar a dinâmica dos sistemas *load sensing*, no sentido de implementá-los com componentes eletro-hidráulicos (BACKE, 1991, 1993; LUOMARANTA, 1999 apud SHANG, 2004).

Além das configurações apresentadas, pode-se ainda citar, conforme MANASEK (2000), a utilização de um sistema eletro-hidráulico composto por uma bomba de deslocamento fixo acoplada a um motor assíncrono controlado por um inversor de frequência. Esta concepção de sistema fornece energia hidráulica de acordo com a necessidade de consumo do sistema de atuação. Isto é obtido mantendo-se a pressão de suprimento um pouco acima da pressão de carga do sistema e fornecendo-se somente a vazão consumida, por meio do controle da velocidade do motor elétrico. Deste modo, as perdas por dissipação térmica são minimizadas.

Esta configuração é denominada em MANAZEK (2000) como um sistema sensível à carga eletro-hidráulico, ou seja, também definido como *load sensing* e apresenta como vantagem em relação a outros sistemas, o fato de não apresentar partes mecânicas complexas. Porém sua desvantagem é a necessidade do uso de um inversor de frequência.

2.3.1 Controle de vazão

Segundo WU (2003), essencialmente existem dois caminhos em que o controle de vazão pode ser realizado, variando-se a vazão na bomba ou alterando-se a abertura de um orifício de passagem de fluido, por uma válvula proporcional.

No primeiro caso, a alteração da vazão é realizada pela variação da inclinação do prato no interior da bomba de deslocamento variável ou pela variação da velocidade angular da bomba. Este tipo de controle é bastante eficiente, pois as perdas de energia através de um orifício de controle são evitadas. Em contrapartida, conforme von LINSINGEN (2003), um sistema com bomba de deslocamento variável possui custo inicial maior comparado com o controle resistivo, em consequência da complexidade construtiva das bombas, além de sua resposta à ação de controle ser mais lenta. Assim, esse tipo de controle é mais interessante para uso em sistemas de potência elevada.

A segunda forma, considerada controle de vazão do tipo resistivo, resulta em uma queda de pressão através do orifício de controle que se traduz em uma inerente perda de energia. Em regime permanente, o comportamento em vazão é descrito pela equação da vazão em orifício (2.19), a qual se originou da equação de Bernoulli (MERRITT, 1967; SHAMES, 1973).

$$q_V = CdA_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_P - p_c)} \quad (2.19)$$

De acordo com a equação (2.19) é possível perceber que, mantendo-se a diferença de pressão constante, entre as pressões de suprimento (p_P) e de carga (p_c), a vazão será função apenas do valor da área do orifício (A_0). Deste modo, através de qualquer mecanis-

mo de ajuste da área do orifício, é possível fazer o controle de vazão, desde que o (Δp) não varie.

2.3.1.1 Válvula de controle de vazão de duas vias

Segundo von LINSINGEN (2003), com o objetivo de controlar a queda de pressão no orifício de ajuste de vazão, utiliza-se uma válvula compensadora de pressão, também denominada balança de pressão, montada em série a jusante ou a montante da válvula redutora de vazão. Na Figura 2.11, a válvula compensadora de pressão (4V1), que aparece montada antes da válvula redutora de vazão (4V2), tem a função de alterar a queda de pressão através da mesma em função das pressões de pilotagem nas vias a e b. Assim, para qualquer valor de diferença de pressão total ($\Delta p_{p-c} = p_p - p_c$) existente entre a pressão de suprimento (p_p) e a pressão de carga (p_c), a diferença de pressão na válvula redutora de vazão (4V2) ($\Delta p_{i-c} = p_i - p_c$) será aproximadamente constante, mesmo que com valores de abertura do orifício de controle de vazão diferentes.

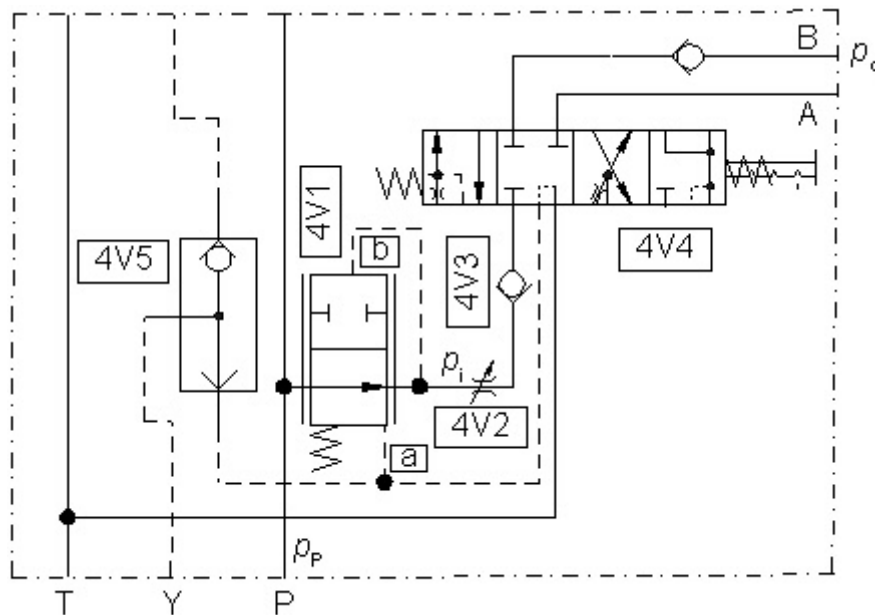


Figura 2.11 – Válvula direcional com válvula de controle de vazão de duas vias.

Segundo von LINSINGEN (2003), o gráfico da Figura 2.12 ilustra de maneira qualitativa o comportamento da válvula controladora de vazão para três ajustes distintos. O comportamento para uma determinada abertura da válvula é válido também para qualquer outro valor de abertura, ou seja, para qualquer nível de vazão ajustada dentro de seus limites construtivos. Na fase (A) do gráfico, a vazão não pode ser controlada, pois a diferença de pressão entre a pressão intermediária (p_i) e a pressão de carga (p_c) é menor do que a pressão equivalente a pré-carga da mola. A linha de pressão intermediária (p_i) está locali-

zada entre a válvula compensadora de pressão e a válvula redutora de vazão (Figura 2.11), portanto, é a mesma pressão que pilota o lado (b) da válvula compensadora de pressão.

À medida que a vazão aumenta, para uma dada abertura da válvula redutora de vazão, ocorre um afastamento entre os valores de p_i e p_c até um ponto em que esta diferença ($\Delta p_0 = p_i - p_c$) promove uma força equivalente a força de pré-carga da mola. A partir daí o compensador entra em equilíbrio instável, ou seja, qualquer redução na pressão p_c provoca um desequilíbrio de forças no compensador, movimentado no sentido de reduzir a área do orifício. Desta forma, a pressão intermediária é reduzida até que um novo equilíbrio seja atingido, garantindo assim que a diferença de pressões na válvula redutora de vazão se mantenha constante.

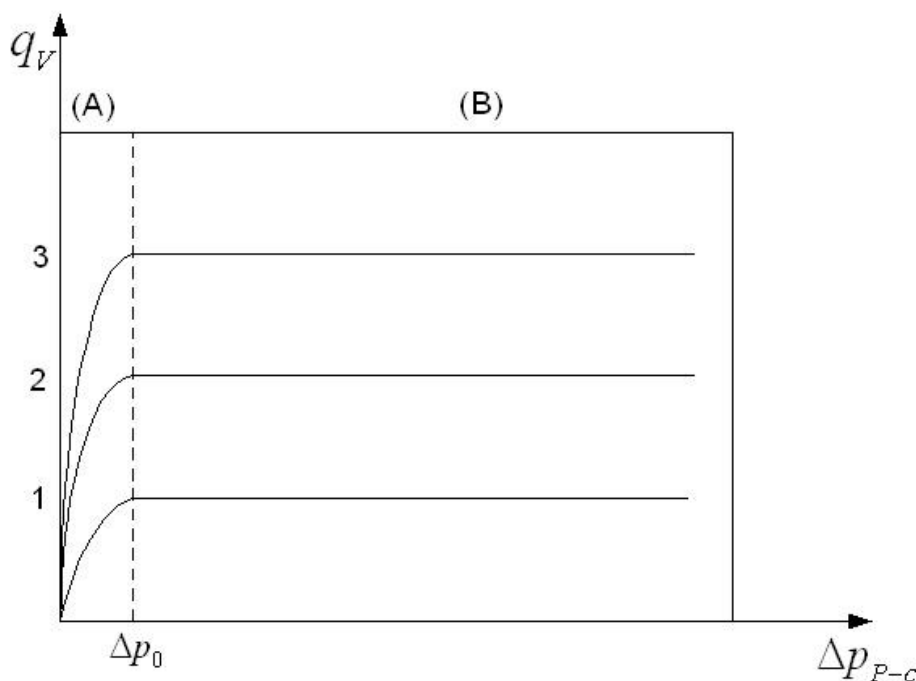


Figura 2.12 – Curvas qualitativas para diferentes aberturas da válvula de controle de vazão (von LINSINGEN, 2003).

2.3.1.2 Válvula de controle de vazão de três vias

Conforme von LINSINGEN (2003), a válvula de controle de vazão de três vias se caracteriza por possuir a válvula compensadora de pressão montada em paralelo com a válvula redutora de vazão. Deste modo, o excedente de vazão é desviado para o reservatório. Com relação à Figura 2.13, a válvula controladora de vazão caracteriza-se por possuir uma válvula compensadora de pressão de três vias. Desta forma, a terceira via da válvula compensadora de pressão de três vias (2V1), permite que o excedente seja utilizado por outras válvulas direcionais montadas a jusante desta. É importante salientar que a configuração da

Figura 2.13 prioriza o escoamento do fluido para a válvula direcional (2V4), e permite o escoamento do fluido para outras válvulas somente se houver excedente.

Quanto ao controle de vazão, a válvula controladora de vazão de três vias apresenta um comportamento semelhante à válvula controladora de duas vias. Ou seja, ocorre uma fase em que não é possível controlar a vazão, uma vez que a perda de carga na válvula redutora de vazão (2V2) é insuficiente para permitir um desequilíbrio de forças que seja igual ou maior a força de pré-carga da mola (von LINSINGEN, 2003). Assim, quando este desequilíbrio ocorre, o carretel da válvula compensadora desloca até uma nova posição de equilíbrio, e conseqüentemente controla a diferença de pressão na válvula redutora de vazão no sentido de mantê-la constante. Pode-se observar este comportamento na fase (B) do gráfico da Figura 2.12.

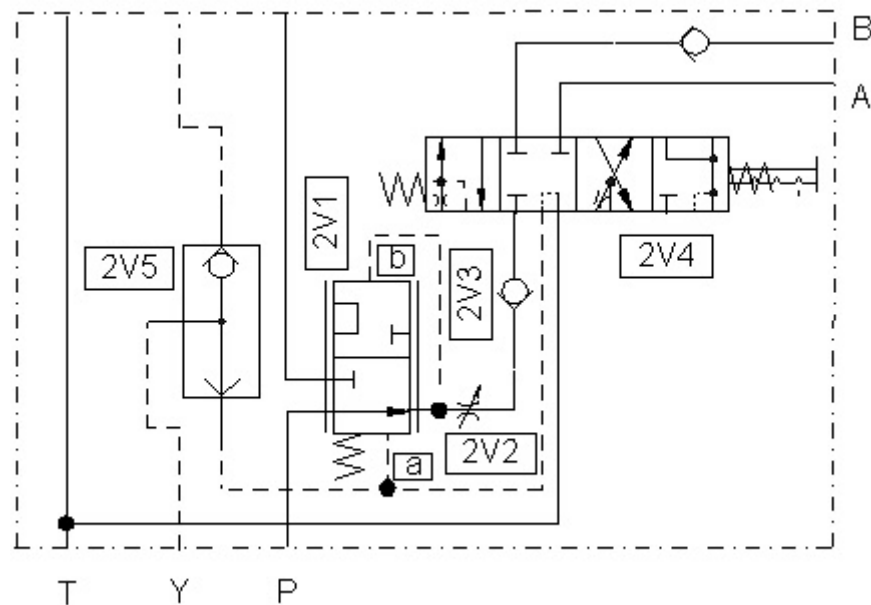


Figura 2.13 – Válvula direcional com válvula de controle de vazão de três vias.

CAPÍTULO 3

DESCRIÇÃO DO SISTEMA DE ENSAIOS

3.1 Introdução

Para a realização dos experimentos, foi necessário o desenvolvimento de uma bancada de ensaios, apresentada na Figura 3.1, a qual possibilitou a simulação de situações reais de carregamentos. Nesta bancada foi avaliada uma configuração de sistema hidráulico com bomba de deslocamento variável utilizado na área móbil, o qual se encontra descrito detalhadamente no item 3.2 .

Além deste sistema avaliado, a bancada está preparada para permitir a realização de ensaios com um segundo sistema com bomba de deslocamento fixo, o qual se encontra detalhado no item 3.3 . No APENDICE B são apresentados os desenhos das vistas em perspectiva e explodidas dos sistemas de potência e de atuação, com a identificação de seus principais componentes. Para a manutenção da temperatura de operação do óleo, foi montado junto à bancada um sistema de controle de temperatura, o qual se encontra descrito detalhadamente no APENDICE C.



Figura 3.1 – Bancada de ensaios disposta no LASHIP.

Em conformidade com os objetivos da empresa Bosch Rexroth, parceira na realização deste projeto foram delineados os pontos principais a serem analisados durante a realização dos ensaios experimentais, sendo:

- Avaliação da capacidade de manutenção da vazão na válvula prioritária, frente a variações no carregamento do motor hidráulico;
- Capacidade de manutenção da vazão da válvula prioritária com a interferência de outras válvulas;
- Avaliação do consumo energético no circuito hidráulico da válvula prioritária;

3.2 Sistema hidráulico com bomba de deslocamento variável

O diagrama funcional da Figura 3.2 representa o sistema hidráulico com bomba de deslocamento variável de pistões axiais conforme a ISO 1219-1 (ISO 1219-1, 1991) e ISO 1219-2 (ISO 1219-2, 1991). O circuito de potência deste sistema é constituído basicamente por uma bomba de deslocamento variável de pistões axiais com compensação de pressão e vazão (0P2), um filtro (0Z1) na linha de retorno e um reservatório. No sistema de atuação encontram-se um bloco de controle de válvulas direcionais, também observado na Figura 3.3, dois atuadores hidráulicos, sendo um cilindro assimétrico (3A1) e um motor hidráulico (2A1) ligados às válvulas direcionais, uma válvula redutora de vazão (3V6) e uma válvula de agulha (2V6) utilizadas para produzir uma queda de pressão equivalente a uma pressão de carga.

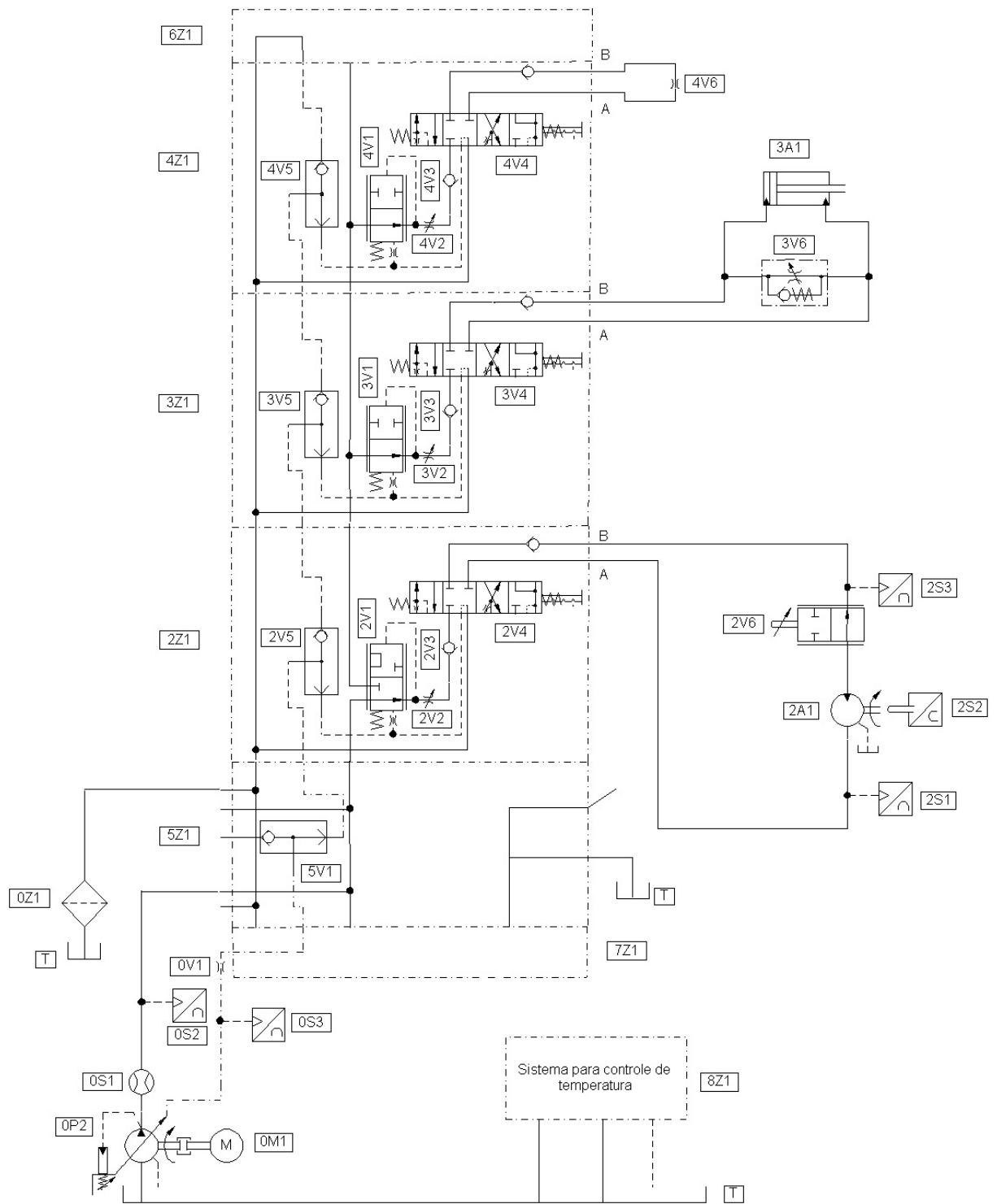


Figura 3.2 – Sistema hidráulico com bomba de deslocamento variável.

Tabela 3.1 – Componentes do circuito hidráulico com bomba de deslocamento variável.

CIRCUITO HIDRÁULICO COM BOMBA DE DESLOCAMENTO VARIÁVEL	
Descrição	Código do componente
Bomba de pistões axiais de deslocamento variável com compensação de pressão e vazão	0P2
Motor elétrico 60 cv, 4 pólos, 1775 rpm, marca WEG	0M1
Transmissor de vazão, marca Webtec, faixa de medição de 5 a 125 dm ³ /min, incerteza de medição de ± 1%.	0S1
Transmissor de pressão, marca HBM, faixa de medição de 0 a 50 MPa, incerteza de medição de ± 1%.	0S2
Transmissor de pressão, marca HBM, faixa de medição de 0 a 20 MPa, incerteza de medição de ± 1%.	0S2, 0S3, 2S1, 2S3
Transdutor de rotação, marca Alfa Instrumentos	2S2
Válvula lógica “ou”	5V1, 2V5, 3V5, 4V5
Válvula compensadora de pressão de 3 vias	2V1
Válvula compensadora de pressão de 2 vias	3V1, 4V1
Válvula direcional de 5 vias e 4 posições	2V4, 3V4, 4V4
Válvula redutora de vazão	2V2, 3V2, 4V2
Válvula redutora de vazão com retenção unidirecional	3V6
Válvula unidirecional	0V1
Válvula de retenção	2V3, 3V3, 4V3
Motor hidráulico	2A1
Válvula de agulha	2V6
Atuador hidráulico assimétrico	3A1
Reservatório	T
Filtro de retorno, marca HDA	0Z1
Bloco de sustentação	5Z1
Fatia prioritária	2Z1
Fatia	3Z1, 4Z1
Placa de fechamento	6Z1, 7Z1
Sistema para controle de temperatura	8Z1

Obs.: Onde não identificado, os componentes são fabricados pela Bosch Rexroth.

Neste sistema a vazão é fornecida por uma bomba de pistões axiais de deslocamento variável, a qual possui internamente um regulador de pressão e um regulador de vazão. A especificação do modelo desta bomba encontra-se no APENDICE D. Por meio do sinal de pressão transmitido através da linha de pilotagem, o regulador de vazão varia a inclinação

do prato e, deste modo, a bomba fornece somente a vazão necessária ao sistema através de um diferencial de pressão referente à maior pressão de carga. Ou seja, a diferença de pressão entre a linha de suprimento e a maior pressão de carga sempre é um valor aproximadamente constante.

Nas Figura 3.2 e Figura 3.3, observam-se três válvulas direcionais (2V4, 3V4 e 4V4) com válvulas compensadoras de pressão, sendo uma válvula compensadora de três vias (2V1) e duas válvulas compensadoras de duas vias (3V1 e 4V1). Cada uma das configurações (2Z1, 3Z1 e 4Z1) recebe a designação de “fatia”. Neste sentido, a fatia com válvula compensadora de pressão de três vias é denominada “prioritária”, sendo a válvula compensadora de três vias denominada de Q4. Do mesmo modo, as válvulas compensadoras de pressão de duas vias, pertencente às outras duas fatias são denominadas de Q3.

Pode-se observar por meio do diagrama funcional da Figura 3.2 que, além da válvula direcional e da válvula compensadora de pressão, cada fatia possui ainda válvulas de retenção (2V3,3V3 e 4V3), válvula lógica “ou” (2V5, 3V5 e 4V5 e 5V5) e válvula redutora de vazão (2V2, 3V2 e 4V2).

Neste sistema a linha de suprimento encontra-se conectada ao bloco de sustentação (5Z1). Consequentemente a válvula direcional com válvula compensadora de pressão de três vias (2Z1) encontra-se em posição adjacente a este, de modo que o fluido escoe integralmente pela válvula compensadora de pressão de três vias antes de atingir as válvulas direcionais (fatias) subseqüentes. Desta forma, permite que a válvula compensadora de pressão de três vias priorize o escoamento do fluido ao motor hidráulico (2A1), minimizando a interferência das válvulas posteriores.

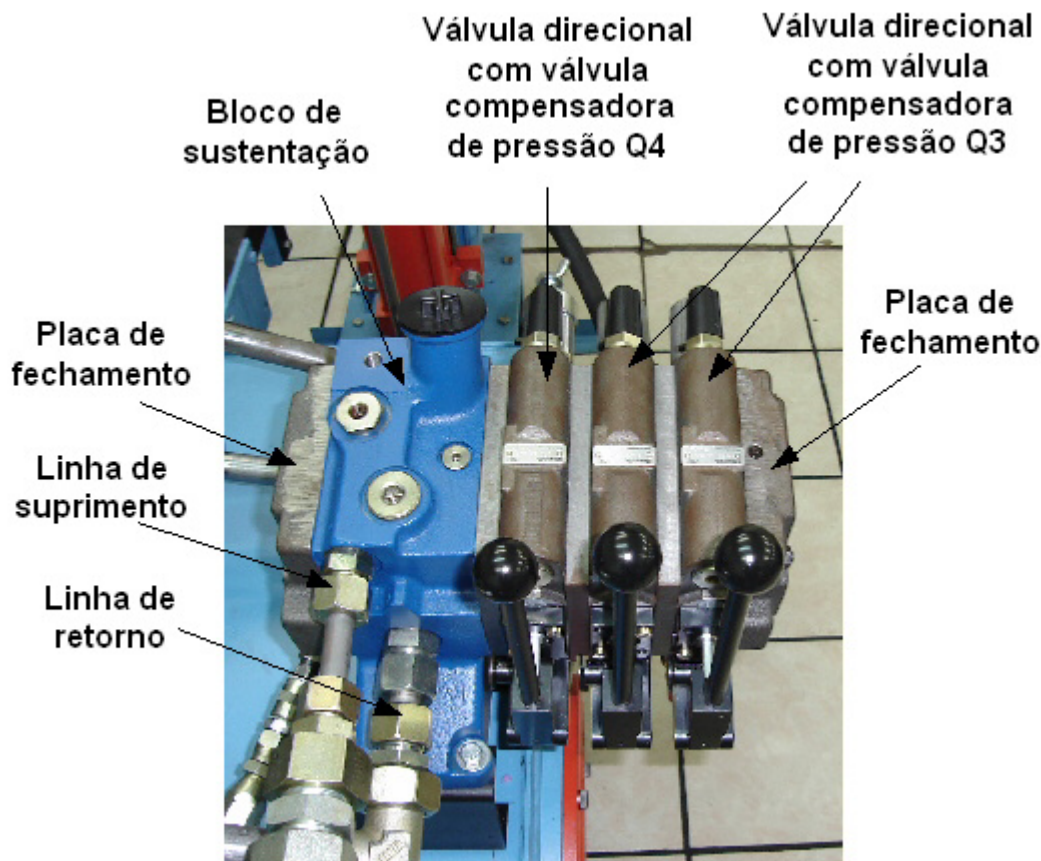


Figura 3.3 – Bloco de controle de válvulas direcionais.

De forma a avaliar o comportamento do equipamento em teste, foram inseridos transmissores de vazão, rotação e pressão, conforme o diagrama da Figura 3.2, cuja representação dos circuitos de aquisição de sinais e de alimentação dos transmissores encontra-se nas Figura 3.4 e Figura 3.5. Para a aquisição de sinais foi utilizada uma placa de aquisição de sinais da marca AQX e modelo AQ-USB 4350 (AQX, 2006).

Como visto anteriormente, a potência hidráulica em um fluido é função do produto da vazão pela pressão. Neste sentido, foram inseridos um transmissor de pressão (0S2) e um transmissor de vazão (0S1) na linha de suprimento visando obter a potência hidráulica fornecida ao óleo pela bomba, frente aos diferentes regimes de funcionamento. Com o objetivo de avaliar o comportamento em regime permanente da bomba, também foi inserido um transmissor de pressão (0S3) na linha de pilotagem (linha *load sensing*).

De modo análogo, para obter a potência no circuito de atuação da fatia prioritária (2Z1) e o comportamento em regime permanente do motor hidráulico (2A1), foram inseridos dois transmissores de pressão (2S1 e 2S3) e um tacômetro (2S2). Este último tem a função de monitorar a rotação do motor hidráulico. Consequentemente, de posse da rotação, do deslocamento volumétrico do motor hidráulico e da vazão na linha de suprimento determina-se o rendimento volumétrico e, por conseguinte a potência fornecida a este circuito de atuação.

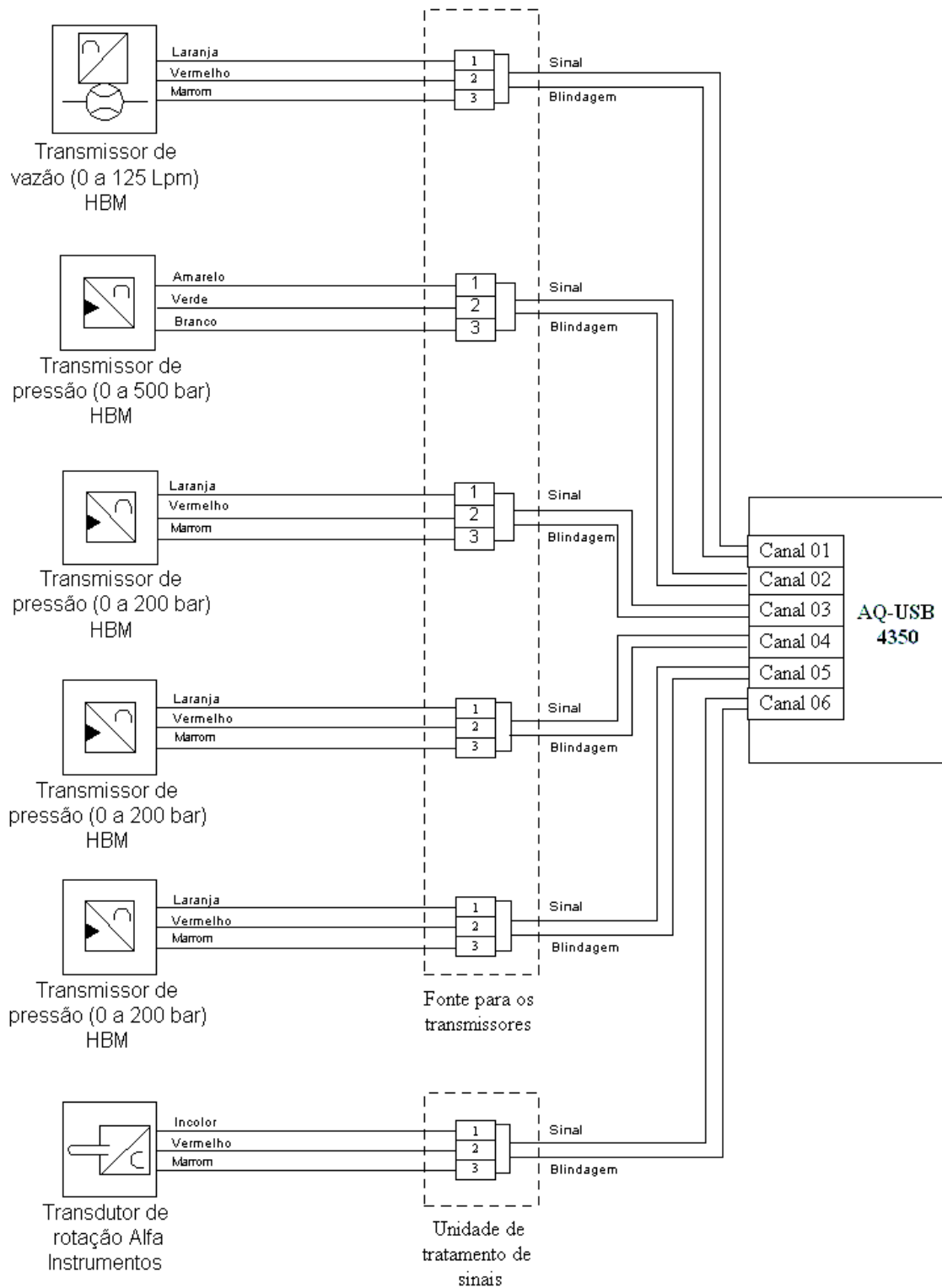


Figura 3.4 – Circuito elétrico para aquisição de sinais.

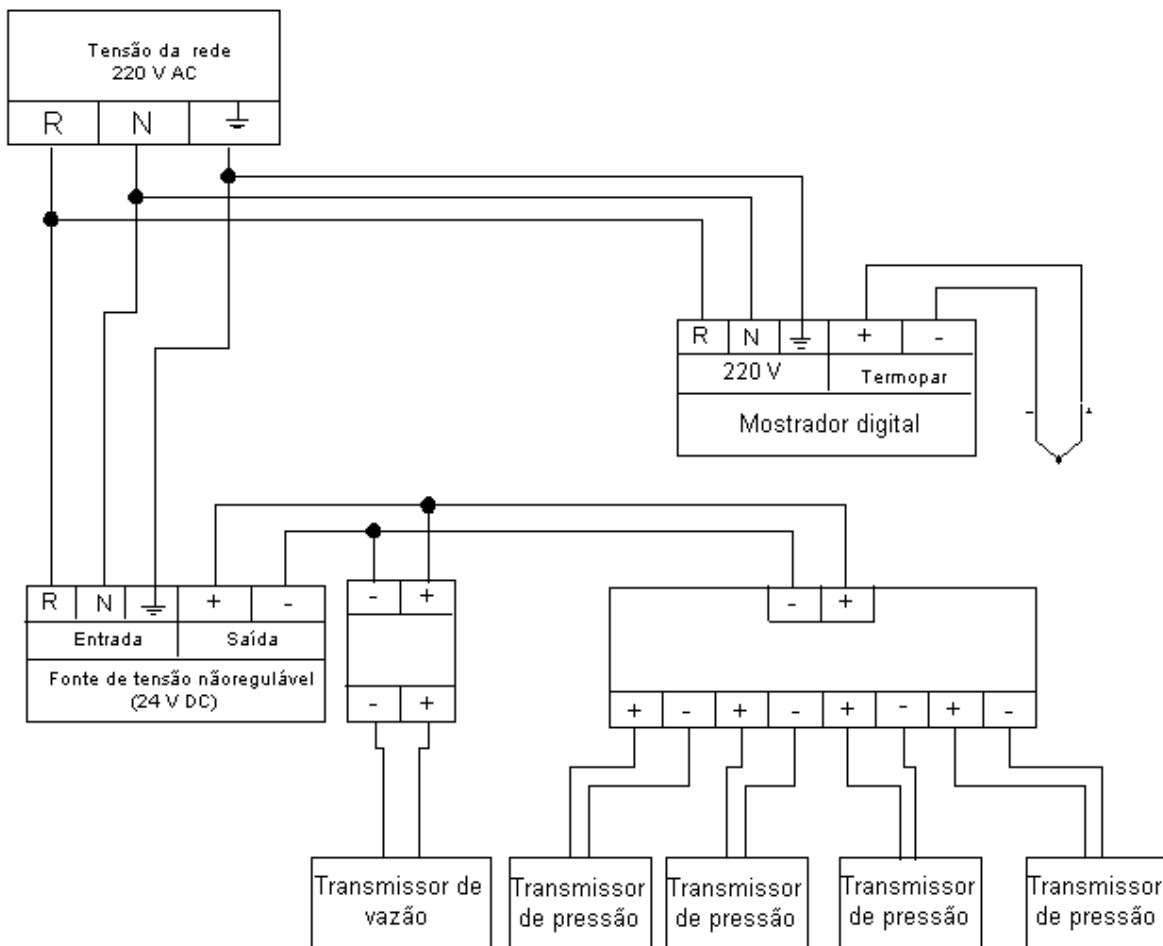


Figura 3.5 – Circuito elétrico para alimentação dos transmissores e do termopar.

3.3 Sistema hidráulico com bomba de deslocamento fixo

Na Figura 3.6 observa-se o diagrama funcional do sistema hidráulico com bomba de deslocamento fixo, representado segundo a ISO 1219-1 (ISO 1219-1, 1991) e ISO 1219-2 (ISO 1219-2, 1991). O circuito de potência deste sistema é constituído por uma bomba de engrenagens externas (0P1), cuja especificação encontra-se no APENDICE D, um filtro (0Z1) na linha de retorno e um reservatório. No sistema de atuação encontra-se um bloco de controle de válvulas direcionais, três atuadores hidráulicos, sendo dois cilindros e um motor hidráulico ligados às fatias, e uma válvula de agulha (2V6).

O bloco de controle de válvulas direcionais é composto por três fatias de válvulas, sendo uma fatia com válvula compensadora de pressão Q4 (2Z1), e outras duas fatias com válvulas compensadoras de pressão Q3 (3Z1 e 4Z1), um bloco de sustentação (5Z1), uma placa de fechamento (6Z1) e uma placa de fechamento com uma válvula compensadora de pressão (1Z1).

Com relação à montagem do bloco de controle de válvulas direcionais, pode-se observar na Figura 3.6 que, a fatia prioritária (2Z1) está inserida logo após a placa de fechamento com válvula compensadora de pressão (1Z1) isto se faz necessário, pois da mesma

forma que no sistema anterior, neste sistema o fluido hidráulico deve escoar integralmente pela fatia prioritária.

Na placa de fechamento (1Z1) da Figura 3.6, observa-se a válvula compensadora de pressão de duas vias com dupla pilotagem (1V1) sendo, um piloto ligado à linha de suprimento e o outro ligado à linha de pilotagem das fatias. Neste sentido, a sua função é manter uma diferença de pressão constante entre a linha de suprimento e a linha de maior carga das fatias. Esta ação permite ao circuito de potência operar a pressões mais baixas de acordo com os níveis de potência exigidos pelo circuito de atuação, consequentemente a dissipação térmica do sistema é reduzida.

Ainda na placa de fechamento (1Z1), pode-se observar mais duas válvulas. A válvula (1V3) é uma válvula limitadora de pressão e tem a finalidade de limitar a pressão máxima de operação do sistema. Com relação a válvula (1V2), sua função é reduzir a pressão na linha de pilotagem da válvula (1V1) que encontra-se ligada a linha de suprimento. Consequentemente, quando o sistema não possui fatia acionada, a válvula (1V2) permanece na posição fechada permitindo com que a válvula (1V1) mantenha a linha de suprimento a baixa pressão.

As válvulas lógicas “OU” inseridas nas fatias têm por finalidade selecionar a maior pressão no sistema de atuação e, através da linha de pilotagem, acionar a válvula compensadora de pressão. Consequentemente mantém-se o nível de potência fornecido pelo circuito de potência condizente com as necessidades do circuito de atuação.

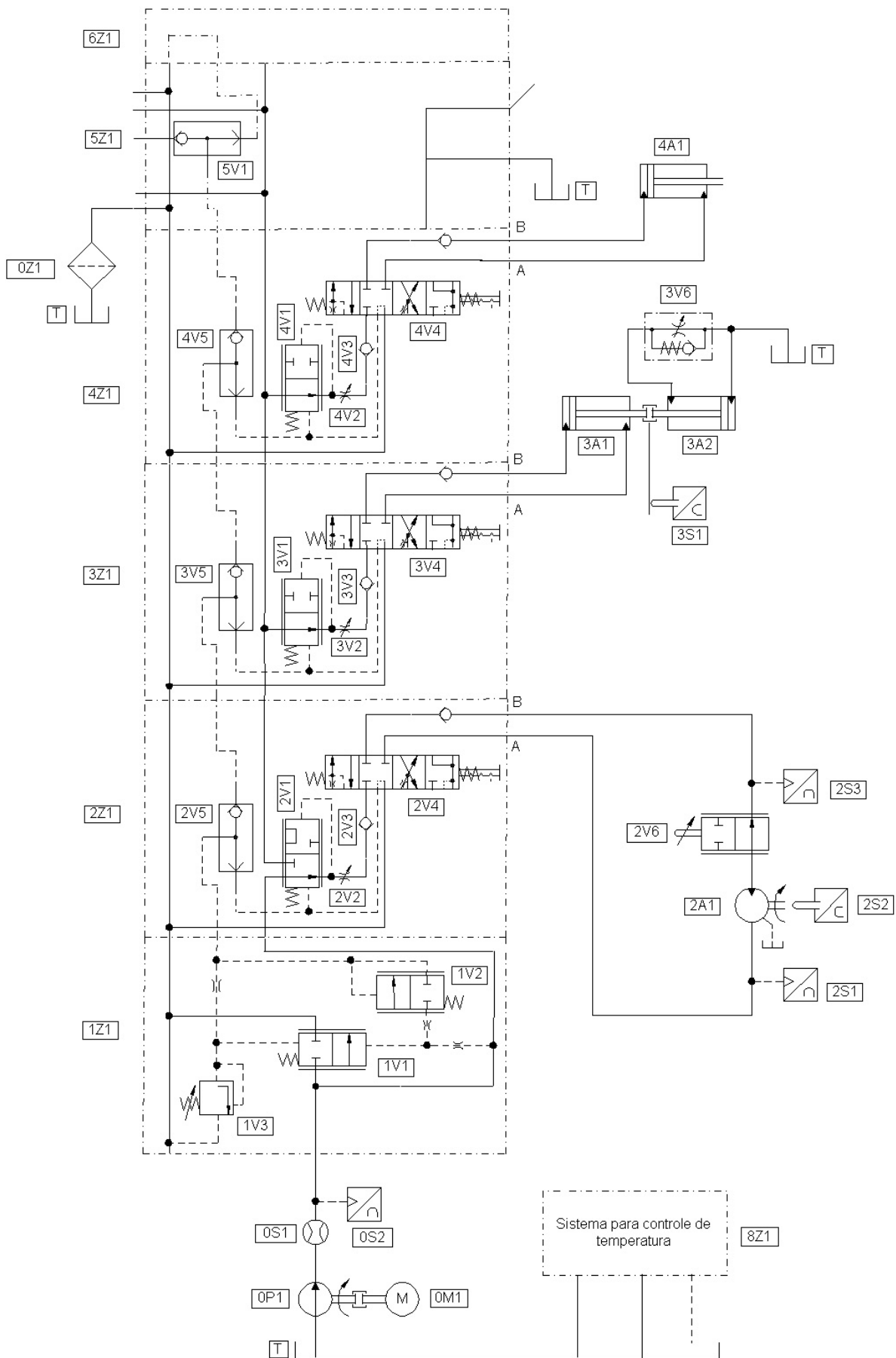


Figura 3.6 – Sistema hidráulico com bomba de deslocamento fixo.

Tabela 3.2 – Componentes do sistema hidráulico com bomba de deslocamento fixo.

CIRCUITO HIDRÁULICO COM BOMBA DE DESLOCAMENTO FIXO	
Descrição	Código do componente
Bomba de engrenagens externas	0P1
Motor elétrico trifásico IP55 W21, potência 60 cv, 1775 rpm, marca WEG.	0M1
Transmissor de vazão, marca Webtec, faixa de medição de 5 a 125 lpm, incerteza de medição de $\pm 1\%$	0S1
Transmissor de pressão, marca HBM, faixa de medição de 0 a 500 bar, incerteza de medição de $\pm 1\%$	0S2
Transmissor de pressão, marca HBM, faixa de medição de 0 a 200 bar, incerteza de medição de $\pm 1\%$	2S1
Transmissor de deslocamento, marca Festo, faixa de medição 0 a 1000 mm	3S1
Transdutor de rotação, marca Alfa Instrumentos, faixa de medição 0 a 10000 rpm.	2S2
Válvula lógica "ou"	2V5, 3V5, 4V5, 5V1
Válvula compensadora de pressão de 3 vias	2V1
Válvula compensadora de pressão de 2 vias	3V1, 4V1
Válvula direcional de 5 vias e 4 posições	2V4, 3V4, 4V4
Válvula redutora de vazão	2V2, 3V2, 4V2
Válvula reguladora de vazão com retenção unidirecional	3V6
Válvula de retenção	2V3, 3V3, 4V3
Motor hidráulico	2A1
Válvula de agulha	2V6
Atuador hidráulico diferencial	3A1, 3A2, 4A1
Reservatório	T
Filtro de retorno, marca HDA	0Z1
Bloco de sustentação	5Z1
Fatia prioritária	2Z1
Fatia	3Z1, 4Z1
Placa de fechamento com válvula compensadora de pressão	1Z1
Placa de fechamento	6Z1

Obs.: Onde não identificado, os componentes são fabricados pela Bosch Rexroth.

3.4 Emulação de carga nas fatias

Tendo em vista a necessidade de se gerar o efeito das cargas nas fatias do sistema em estudo, e a não disponibilidade de cargas reais de campo, optou-se pela inserção de componentes que pudessem emular tais cargas durante a realização dos experimentos. Neste sentido, vale ressaltar que os componentes inseridos com esta função, não geram cargas nos atuadores hidráulicos, mas como descrito acima, emulam o efeito de uma carga nas fatias.

Na Figura 3.7, observa-se a válvula redutora de vazão inserida paralelamente ao atuador hidráulico. Esta configuração, também observada no circuito da fatia (3Z1) na Figura 3.2, permite realizar o movimento de avanço e recuo do atuador hidráulico pela válvula direcional e também possibilita variar a pressão na via A da válvula direcional com a alteração da área do orifício de escoamento do fluido na válvula redutora de vazão.

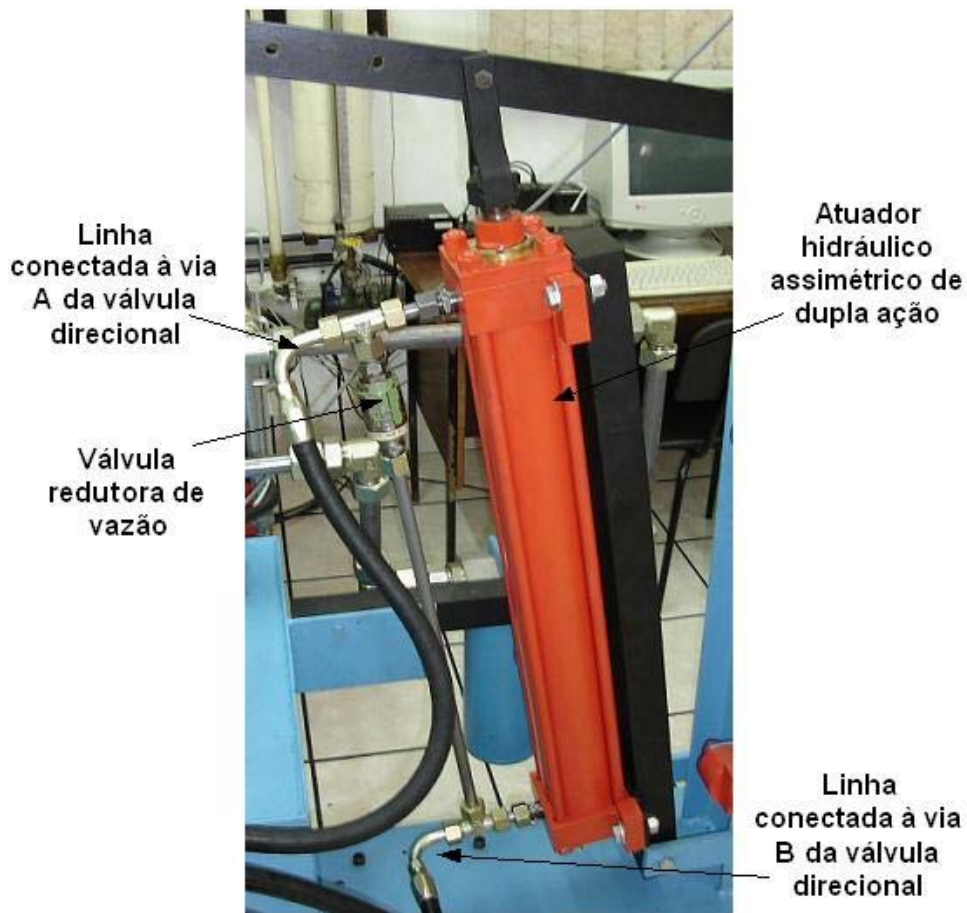


Figura 3.7 – Cilindro hidráulico com carga variável em paralelo.

Através de um mecanismo de alavanca fixou-se ao atuador hidráulico (Figura 3.7), uma máquina plantadora de alho no sentido de fornecer uma visão mais próxima de um equipamento destinado ao uso agrícola e simultaneamente fornecer uma carga ao cilindro. Esta plantadora de alho, visualizada na Figura 3.1 e desenvolvida por SCHMIDT (1997), encontrava-se no Núcleo de Desenvolvimento Integrado de produtos (NEDIP) do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC).

Com o objetivo de emular uma carga conectada à fatia prioritária, utilizou-se uma válvula de agulha, mostrada na Figura 3.8. Deste modo, a válvula de agulha gera uma contra pressão na via ligada à válvula direcional emulando o efeito de uma carga no eixo do motor hidráulico. Porém, ao contrário do motor hidráulico, que transforma a energia hidráulica em trabalho útil, esta válvula de agulha converte a energia hidráulica em energia térmica.

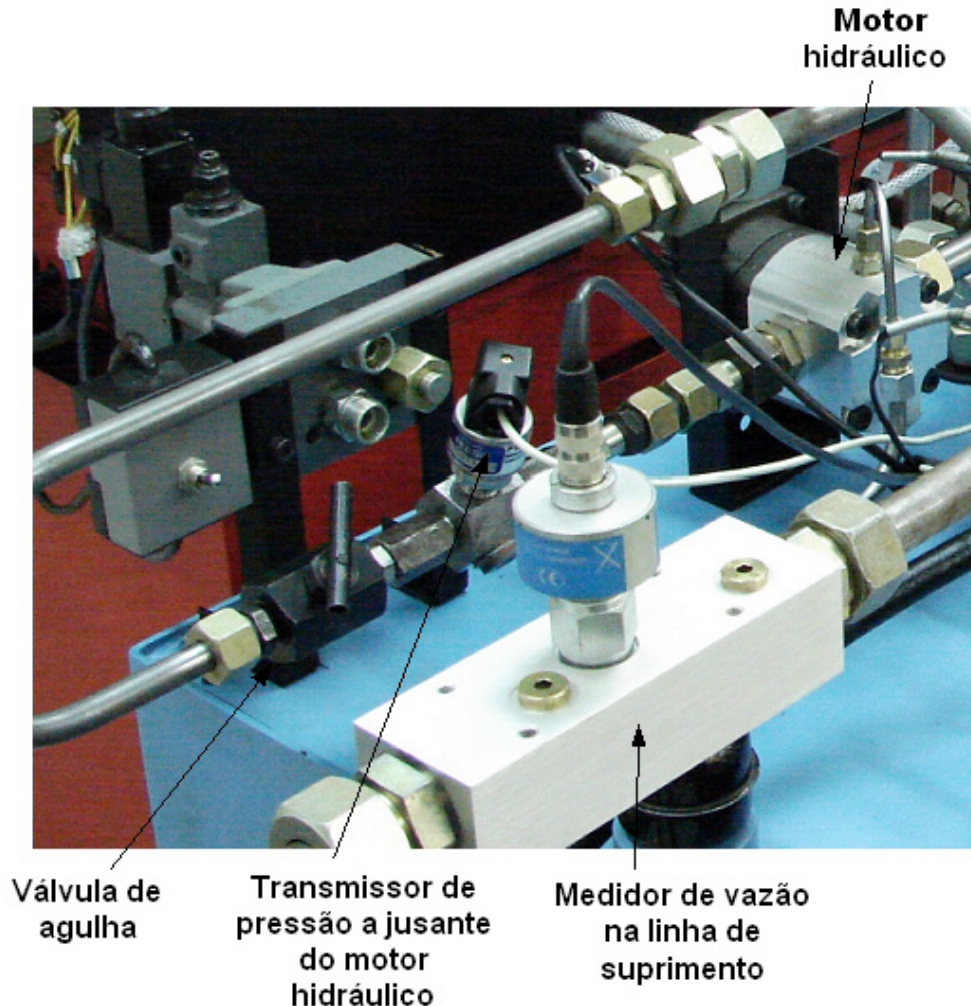


Figura 3.8 – Motor hidráulico e válvula de agulha.

Na Figura 3.9, observa-se o motor hidráulico utilizado durante os experimentos. Na ponta do eixo do motor hidráulico, foi inserida uma roda dentada de aço com a finalidade de, através do movimento, gerar pulsos elétricos no pick-up magnético. Utilizando-se um condicionador de sinais da Alfa instrumentos (modelo 1020) estes pulsos foram condicionados e como sinal de saída obteve-se um valor de tensão diferente para cada valor de rotação do eixo no motor hidráulico ($n^{2.41}$).

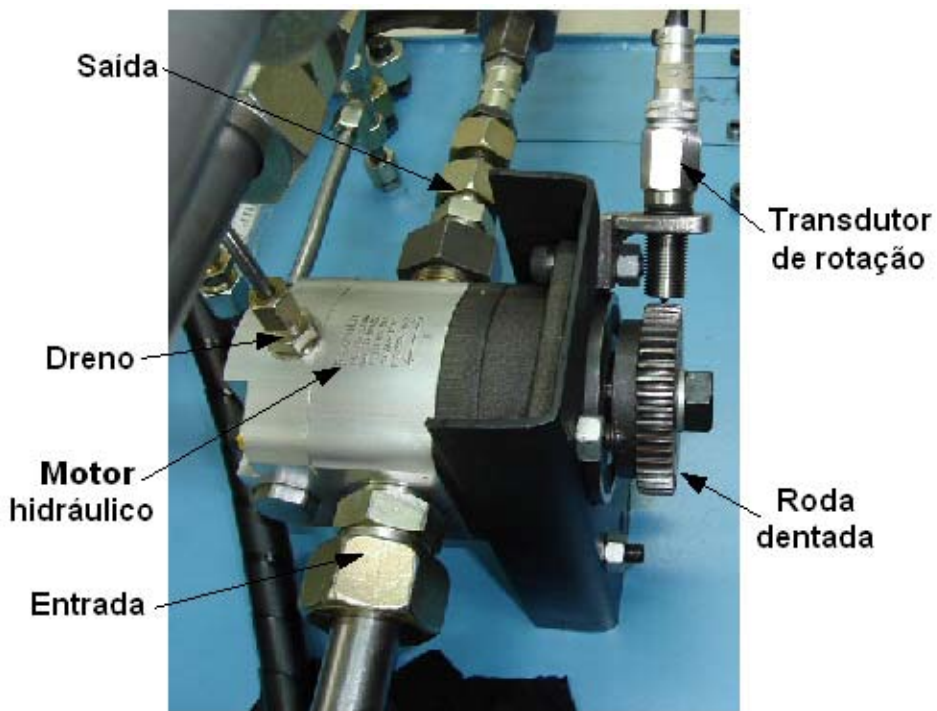


Figura 3.9 – Motor hidráulico de deslocamento fixo utilizado nos experimentos.

No sentido de mostrar o princípio de operação de uma plantadora pneumática, na Figura 3.10 são apresentados alguns componentes da plantadora pneumática JM7090 EX produzida pela Jumil (JUMIL, 2006). Assim, através da energia fornecida pelo motor hidráulico, a turbina mantém uma determinada parte do disco do distribuidor de sementes sob pressão efetiva negativa (vácuo). Deste modo, as sementes são aspiradas e alojadas nos orifícios do disco. Através do movimento da plantadora no terreno o disco começa a girar e conduz as sementes até o ponto em que o vácuo produzido pela turbina não atua. Consequentemente as sementes começam a cair no solo mantendo espaços equidistantes de acordo com a velocidade de rotação do disco.

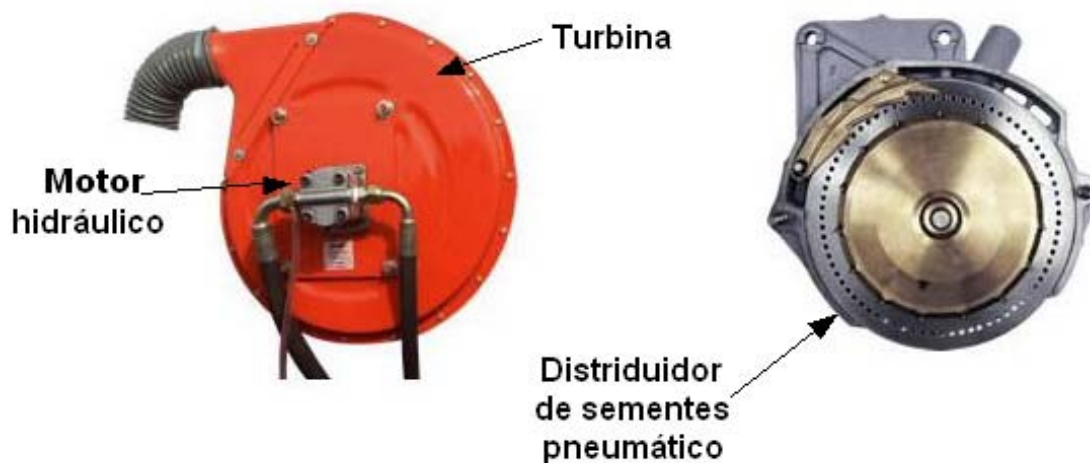


Figura 3.10 - Componentes da plantadora pneumática JM7090 EX da Jumil (JUMIL).

Na Figura 3.11, pode ser vistos dois cilindros hidráulicos acoplados entre si com o objetivo de emular um carregamento real no experimento. O cilindro hidráulico (A) faz parte

do sistema de atuação, deste modo imprime uma força sobre o cilindro hidráulico (B). Por meio da válvula redutora de vazão, é possível variar a vazão entre as câmaras do cilindro (B) durante o movimento, conseqüentemente a diferença de pressão também varia, e deste modo o cilindro (B) funciona como uma carga sobre o cilindro (A).

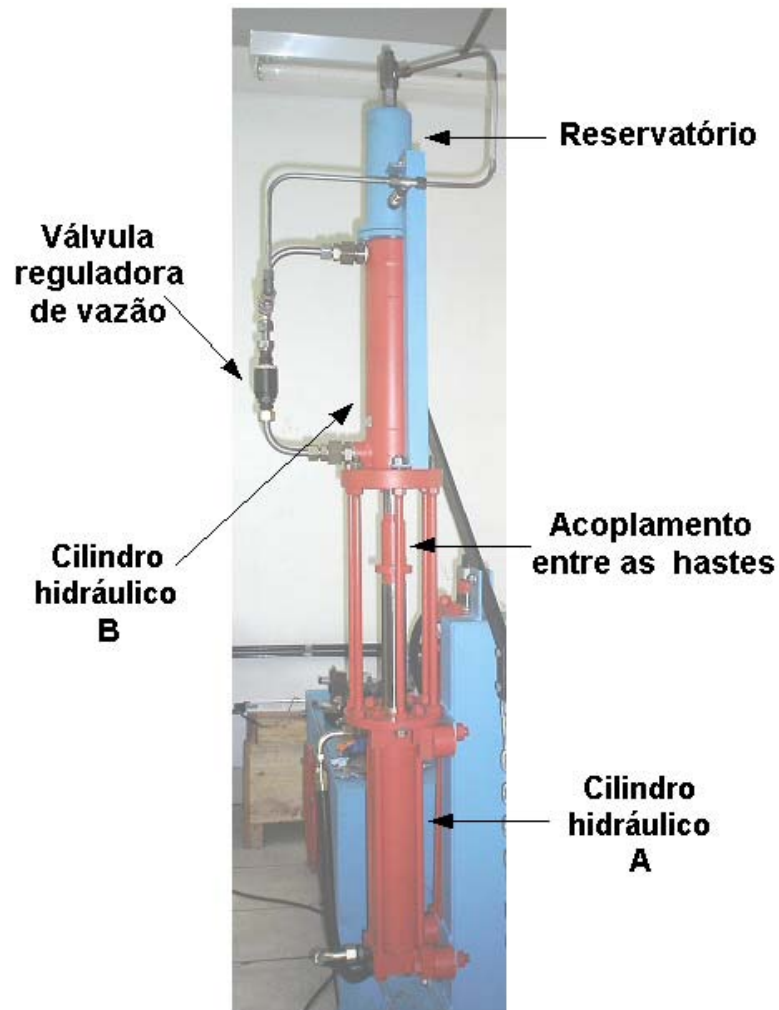


Figura 3.11 – Cilindro hidráulico com carga variável.

Como o cilindro (B) é do tipo assimétrico, existe uma diferença de volume entre suas câmaras, relativo ao volume da haste. Neste sentido, foi inserido em seu circuito hidráulico um reservatório com o objetivo de absorver esta diferença de volumes de fluido durante o recuo. Com o objetivo de evitar o escoamento integral do fluido hidráulico para o interior do reservatório durante o seu recuo, paralelamente à válvula redutora de vazão, existe uma válvula de retenção unidirecional. Deste modo, o cilindro (B) só exerce carga sobre o cilindro (A) no avanço. Esta configuração descrita acima, foi inserida na bancada com o objetivo de ser utilizada no sistema com bomba de deslocamento fixo descrito no item 3.3 .

CAPÍTULO 4

MODELAGEM E SIMULAÇÃO

4.1 Introdução

A modelagem desenvolvida está baseada em uma configuração de sistema hidráulico da área móbil, mais especificamente aplicado em tratores. Nesta modelagem, devido ao objetivo principal ser a análise do sistema hidráulico em regime permanente e também do número de componentes ser relativamente elevado, buscou-se uma visão macro em relação ao seu desenvolvimento. Neste capítulo é feita uma descrição mais restrita, apenas dos componentes modelados. A descrição completa do experimento encontra-se no Capítulo 3.

Com referência à simulação podem-se mencionar dois caminhos tradicionais, o Fluxo de Sinal e o método conhecido como Multiportas que envolve fluxo de potência e é derivado da técnica Bond Graph (KARNOPP, 1990, apud SILVA e NASCIMENTO, 2002). Quanto ao método Fluxo de Sinal, tem uma vasta aplicação em sistemas de controle, apresentando restrições nos demais campos da engenharia e sendo considerado um caso particular do modelo Multiportas (SILVA e NASCIMENTO, 2002).

Quando se utiliza Fluxo de Sinal, é necessário definir explicitamente todas as portas que conectam os modelos dos componentes, representando as ligações e equações matemáticas que caracterizam os sinais envolvidos. Já no método de Multiportas especificam-se apenas as portas correspondentes às conexões físicas e, deste modo, o simulador resolve internamente as equações, definindo a causalidade entre os modelos dos componentes (SILVA e NASCIMENTO, 2002).

Um desafio encontrado durante a etapa de dimensionamento, pelo projetista, é a obtenção dos valores dos parâmetros existentes nos modelos matemáticos. A maior dificuldade encontra-se na extração destes parâmetros requeridos dos dados técnicos de catálogos dos fabricantes, uma vez que não há uma forma unificada de caracterização de seus produtos (FURST, 2001 apud SCHWARTZ, 2004).

Normalmente nos trabalhos desenvolvidos no Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos (LASHIP), utiliza-se o *software* MatLab como ferramenta para a modelagem de componentes e sistemas de menor complexidade. Neste sentido, optou-se pelo *software* AMESim (IMAGINE, 2005) em função do sistema hidráulico apresentar um número relativamente maior de componentes hidráulicos do que normalmente se trabalha.

O *software* AMESim (IMAGINE, 2005) possui bibliotecas já validadas, que permitem a construção dos circuitos hidráulicos. Deste modo, a maior parte dos componentes utilizados neste trabalho possui um modelo validado nas bibliotecas, porém, aqueles componen-

tes que não possuem, foram modelados como supercomponentes, os quais apresentam um tratamento detalhado em relação a sua construção no item 4.3 .

4.2 Componentes

Segundo SCHWARTZ (2004) citando von LINSINGEN (2001), afirma que o comportamento de sistemas hidráulicos está diretamente ligado às condições de operação às quais estão submetidos. Deste modo, tanto em regime permanente quanto em regime transiente, se faz necessário conhecer os efeitos das variáveis que influenciam o comportamento estático e dinâmico do sistema.

Como descrito anteriormente, através das bibliotecas do *software* AMESim foi modelado o sistema hidráulico em estudo. A seguir, são detalhados os modelos dos componentes e as principais equações que os regem. Neste sentido, as figuras apresentadas a seguir são ícones que podem representar vários submodelos e conseqüentemente diferentes equações. Portanto, para definir os submodelos utilizados neste trabalho, os mesmos foram descritos nas legendas das respectivas figuras. Com relação às unidades dos parâmetros e variáveis das equações descritas neste capítulo, referem-se às unidades utilizadas no Sistema Internacional (SI). Ainda, vale ressaltar que o modelo global do sistema hidráulico em estudo possui 69 variáveis de estado.

4.2.1 Motor hidráulico

Na Figura 4.1, observa-se o ícone do modelo de motor hidráulico utilizado na simulação. Este modelo representa o comportamento de um motor hidráulico de deslocamento fixo, com rendimento volumétrico. Desta forma, através de curvas levantadas experimentalmente, descritas no Capítulo 5, foi inserido neste modelo o rendimento volumétrico do motor hidráulico.

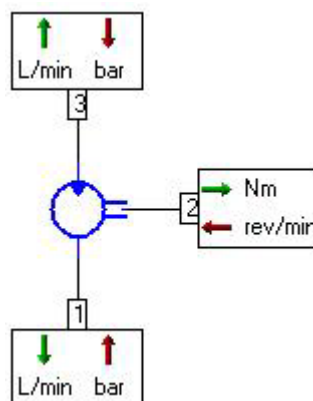


Figura 4.1 – Submodelo de motor hidráulico MO001C com rendimento mecânico e volumétrico e com a indicação das variáveis externas.

Conforme visto na seção 2.2 , o torque fornecido pelo motor hidráulico sem considerar as perdas devido ao torque de atrito é:

$$T_{ic} = (p_3 - p_1) \cdot D \tag{4.1}$$

Onde:

T_{ic} = Torque teórico [Nm];

D = Deslocamento volumétrico do motor hidráulico [m³/rad];

p_3 = Pressão a montante do motor hidráulico [Pa];

p_1 = Pressão a jusante do motor hidráulico [Pa];

A vazão na saída do motor hidráulico, considerando-se o rendimento volumétrico é definida como:

$$q_{ve} = \frac{D\omega}{\eta_V} \text{ ou } q_{ve} = \frac{2\pi Dn}{\eta_V} \tag{4.2}$$

Onde:

ω = Velocidade angular (rad/s)

n = Velocidade de rotação no eixo do motor hidráulico (rps);

η_V = Rendimento volumétrico do motor hidráulico;

Na Figura 4.2, observa-se o modelo que descreve o comportamento do motor hidráulico em relação ao seu rendimento mecânico. Através da carga foi modelado o torque devido ao atrito viscoso (T_v), de forma que o seu coeficiente de atrito viscoso (B) foi obtido experimentalmente (seção 5.1.2.2). De modo semelhante, para se modelar o torque devido ao atrito mecânico (T_{am}), inseriram-se dois conversores de sinal. Desta forma, o produto entre o sinal de pressão a montante do motor hidráulico e o coeficiente obtido experimentalmente (seção 5.1.2.2), resulta no torque de atrito mecânico no motor hidráulico.

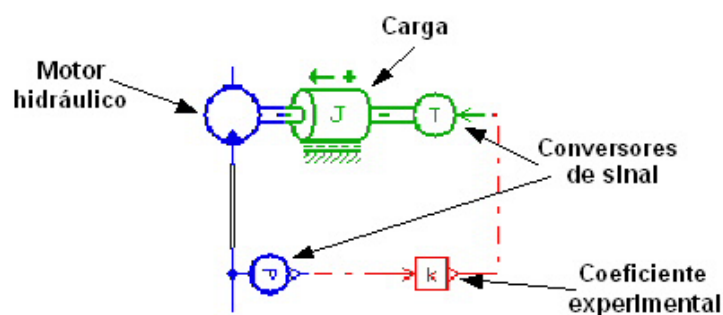


Figura 4.2 – Modelo do motor hidráulico, do atrito viscoso e do atrito mecânico.

4.2.2 Carretel com orifício de seção anelar

Na Figura 4.3, observa-se o ícone do submodelo de um carretel com orifício anelar, o qual modela o movimento unidirecional do carretel de uma válvula de seção anelar com cantos vivos. Este submodelo encontra-se disponível na biblioteca de projeto de componentes hidráulicos sendo utilizado, neste trabalho, para desenvolver parte do modelo de componentes hidráulicos como se podem ver os modelos de supercomponentes do item 4.3 . Ainda, neste submodelo não existe restrição sobre o seu deslocamento, deste modo a limitação é inserida através do submodelo descrito no item 4.2.6 .

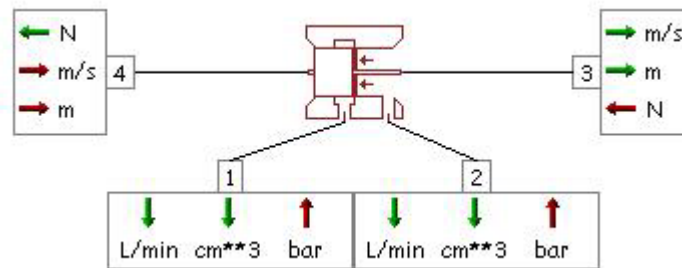


Figura 4.3 – Submodelo de carretel BAO012 com indicação das variáveis externas.

O conjunto de forças que age sobre este submodelo de carretel resulta dos sinais de forças externas conectados às portas (3) e (4) e do produto do sinal de pressão na porta (2) pela área útil do carretel. Este submodelo ainda considera a força de escoamento do fluido, porém esta componente de força foi utilizada somente no submodelo (G) da Figura 4.22. Sendo assim tem-se que:

$$F_4 = F_3 - F_{esc} + p_2 \frac{\pi}{4} (d_e^2 - d_h^2) \quad (4.3)$$

Onde:

F_4 = força na porta (4) [N];

F_3 = força na porta (3) [N];

F_{esc} = força de escoamento [N];

p_2 = pressão na porta (2) [Pa];

d_e = diâmetro do êmbolo [m];

d_h = diâmetro da haste [m];

Segundo von LINSINGEN (2003), a partir da equação de Bernoulli pode-se descrever o comportamento do escoamento potencial do fluido em sistemas hidráulicos, através de um orifício em uma canalização constituindo uma redução brusca da seção. Deste modo, a equação da vazão (4.4) estabelece a dependência da vazão (q_v) em função da área do

orifício (A) e da diferença de pressão (Δp), para escoamentos reais e turbulentos em regime permanente.

Desta forma, a vazão através da porta (1) do submodelo é:

$$q_V = cdA \frac{\rho_m}{\rho_0} \sqrt{\frac{2|\Delta p|}{\rho}} \text{sign}(\Delta p) \quad (4.4)$$

Onde:

q_V = Vazão na porta (1) [m³/s];

ρ_m = Massa específica referente à média aritmética das pressões p_1 e p_2 [kg/m³];

ρ_0 = Massa específica à pressão atmosférica [kg/m³];

cd = Coeficiente de descarga;

Onde a área do orifício de passagem do fluido é determinada por:

$$A = \pi d_e x \quad (4.5)$$

Cabe salientar que o coeficiente de descarga (cd) aqui usado é simplifiadamente tido como o resultado do produto entre o coeficiente de contração (cc) e o coeficiente de velocidade (cv). Assim, o coeficiente de contração é obtido pela razão entre a área do orifício e a área na *vena contracta*, onde o seu valor situa-se aproximadamente em torno de 0,61 considerando orifícios circulares e retangulares tipo fenda de canto vivo. Devido à velocidade de fluidos reais serem levemente inferior à velocidade estabelecida pela equação de Bernoulli, emprega-se o coeficiente de velocidade, obtido empiricamente, para corrigir esta diferença, cujo valor é da ordem de 0,98. Neste sentido, o coeficiente de descarga está em uma faixa de 0,60 a 0,80, considerando orifícios com uma área muito menor que a área de entrada e com a existência de cantos vivos (von LINSINGEN, 2003).

Neste submodelo o coeficiente de descarga (cd) é definido em função do número de Reynolds (Re) utilizando-se a equação (4.6). Nesta equação, o número de Reynolds crítico (Re_{crt}) determina a transição entre o escoamento laminar e turbulento, onde o coeficiente de descarga máximo ($cd_{máx}$) é definido para um regime de escoamento turbulento. Na Figura 4.4, pode-se observar a curva do coeficiente de descarga em função do número de Reynolds, definido para um coeficiente de descarga máximo ($cd_{máx}$) igual a 0,7 e um número de Reynolds crítico (Re_{crt}) igual a 100. Vale salientar que este valor do número de Reynolds é um valor pré-definido no *software* AMESim, o qual pode ser alterado quando necessário.

$$cd = cd_{m\acute{a}x} \tanh\left(\frac{2 Re}{Re_{crt}}\right) \tag{4.6}$$

Através da equação (4.7), determina-se o número de Reynolds. Logo:

$$Re = \frac{dh}{\nu} \sqrt{\frac{2|\Delta p|}{\rho}} \tag{4.7}$$

Onde:

dh = Diâmetro hidráulico [m];

ν = Viscosidade cinemática do fluido [m²/s];

ρ = Massa específica do fluido [Kg/m³];

O diâmetro hidráulico é determinado em função de uma relação entre a área e o perímetro do orifício de passagem do fluido. Portanto:

$$dh = \frac{2\pi d_e x}{\pi d_e + x} \tag{4.8}$$

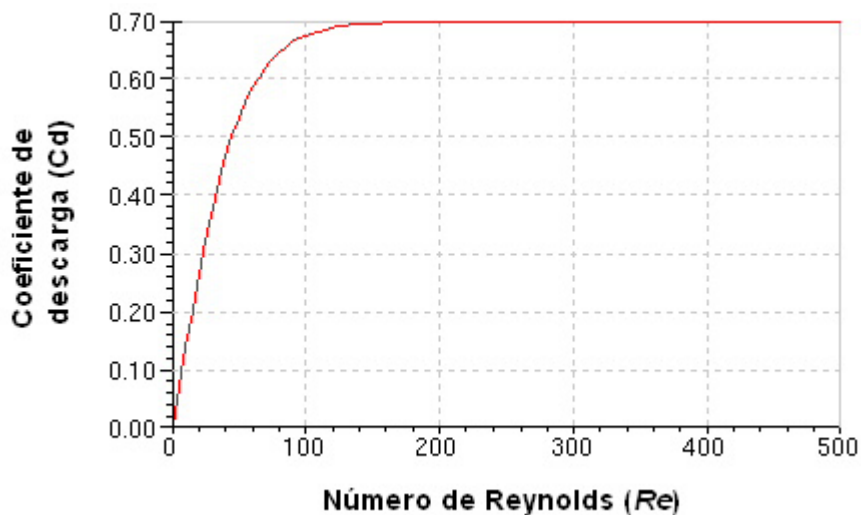


Figura 4.4 – Curva para o coeficiente de descarga em função do número de Reynolds.

Quando o êmbolo deste submodelo está se movimentando, a parcela de vazão induzida por seu deslocamento é obtida através da equação a seguir:

$$q_{Vemb} = v_4 \frac{\pi}{4} (d_e^2 - d_h^2) \frac{\rho_{p2}}{\rho_0} \tag{4.9}$$

Onde:

q_{Vemb} = Vazão devido ao movimento do êmbolo [m³/s];

ρ_{p2} = Massa específica do fluido à pressão p_2 [kg/m³];

v_4 = Velocidade do êmbolo na porta (4) [m/s];

Conforme descrito anteriormente, a componente da força de escoamento foi considerada apenas em um submodelo e, portanto modelada conforme a equação a seguir:

$$F_{esc} = 2cd\pi d_e x \Delta p \cos \varphi \quad (4.10)$$

Onde:

F_{esc} = Força de escoamento [N];

φ = Ângulo do vetor velocidade do fluido [graus];

x = Deslocamento do êmbolo [m];

O volume de fluido ocupado na câmara (V) [m³] é:

$$V = \frac{\pi}{4} (d_e^2 - d_h^2) (x_0 - x) \quad (4.11)$$

Onde:

x_0 = Comprimento da câmara com deslocamento zero [m];

4.2.3 Carretel com orifícios retangulares

Este submodelo, na Figura 4.5, representa o movimento unidirecional de um carretel com orifícios retangulares de cantos vivos, sendo inserido no supercomponente que modela o comportamento da válvula compensadora de três vias. De forma, semelhantemente ao submodelo anterior, este também não apresenta restrição quanto ao seu deslocamento, assim o submodelo do item 4.2.6 é inserido neste sentido. Na Figura 4.5a, pode-se observar o ícone do modelo de carretel com orifícios retangulares de cantos vivos com as variáveis de entrada e saída, e na Figura 4.5b estão indicados os parâmetros dimensionais do submodelo.

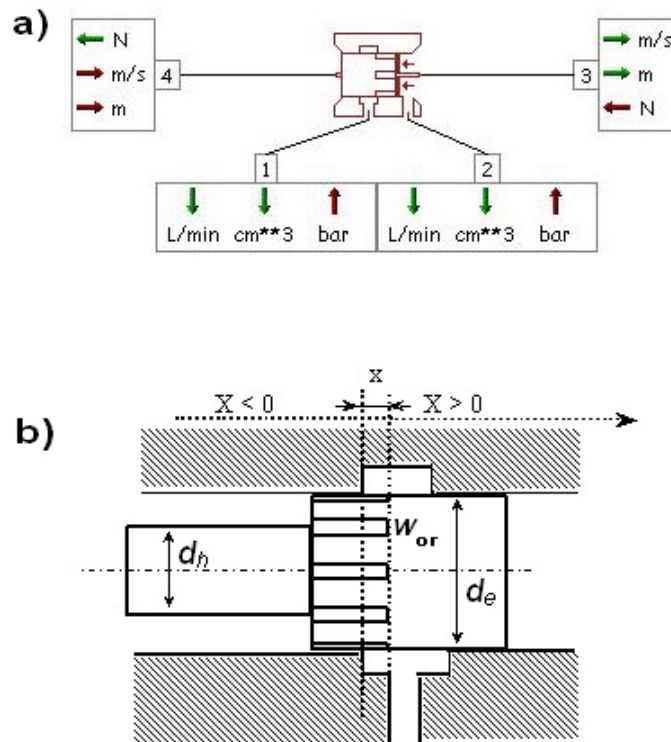


Figura 4.5 – a) Submodelo de carretel com orifícios retangulares BAO001 e a identificação das variáveis externas. b) Parâmetros dimensionais do submodelo de carretel com orifícios de cantos vivos.

Para se determinar o conjunto de forças que age sobre este submodelo, da mesma forma que o submodelo anterior, utiliza-se a equação (4.3). A partir da equação (4.12) determina-se o diâmetro hidráulico para os orifícios retangulares. O número de Reynolds (Re) é definido fazendo-se o uso da equação (4.7), e posteriormente com a equação (4.6) determina-se o coeficiente de descarga (cd).

$$dh = \left(\frac{2w_{or}x}{w_{or} + x} \right) n_{or} \quad (4.12)$$

Onde:

x = deslocamento do êmbolo [m];

n_{or} = Número de orifícios no êmbolo [adim];

w_{or} = Largura do orifício [m];

Para determinar o volume ocupado pelo fluido no interior da câmara, utiliza-se a equação (4.11). A equação (4.9) para determinar o acréscimo de vazão na porta dois devido ao movimento do êmbolo utilizada no submodelo de carretel com orifício de seção anelar, também é utilizada neste submodelo.

Por se tratarem de orifícios retangulares, suas áreas são definidas através da equação (4.13), e posteriormente a vazão através dos orifícios retangulares deste submodelo é determinada com a equação (4.4).

$$A_{or} = n_{or} \cdot w_{or} \cdot x \quad (4.13)$$

Onde:

A_{or} = Área dos orifícios retangulares [m²];

4.2.4 Êmbolo

Este submodelo foi utilizado na modelagem das câmaras das válvulas compensadoras de pressão submetidas às pressões de pilotagem. Também foi inserido em alguns supercomponentes no sentido de compensar as forças que agem sobre as áreas dos carretéis dos itens 4.2.2 e 0.

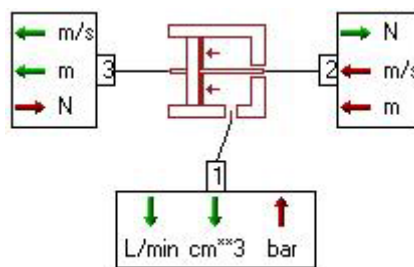


Figura 4.6 – Submodelo de êmbolo BAP11 e a identificação das variáveis externas.

Assim o volume (V) ocupado pelo fluido no interior da câmara, obtém-se através da equação (4.11). Com o movimento do êmbolo, o modelo representa o escoamento do fluido através da porta (1), de forma que a sua vazão é determinada por:

$$q_{V1} = -v_2 \frac{\pi}{4} (d_e^2 - d_h^2) \frac{\rho_{p1}}{\rho_0} \quad (4.14)$$

Onde:

q_{V1} = Vazão na porta (1) [m³/s];

v_2 = Velocidade do êmbolo na porta (2) [m/s];

ρ_{p1} = Massa específica do fluido sob a pressão na câmara do êmbolo [kg/m³];

ρ_0 = Massa específica do fluido sob pressão atmosférica [kg/m³];

A resultante das forças que atua sobre o êmbolo deste submodelo é determinada utilizando-se a equação (4.15). Logo:

$$F_2 = F_3 - p_1 \cdot \frac{\pi}{4} (d_e^2 - d_h^2) \quad (4.15)$$

Onde:

F_2 = Força na porta (2) [N];

F_3 = Força na porta (3) [N];

p_1 = Pressão do fluido na porta (1) [Pa];

4.2.5 Êmbolo com mola

Da mesma forma que os submodelos anteriores, este submodelo representado pelo ícone da Figura 4.7 também foi usado para desenvolver os supercomponentes descritos no item 4.3 .

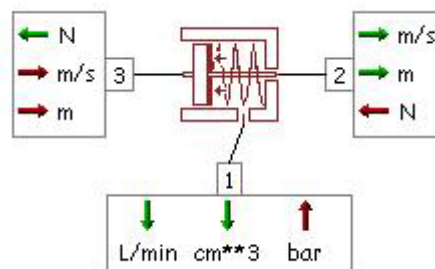


Figura 4.7 – Submodelo de êmbolo com mola BAP16 e a identificação das variáveis externas.

A partir da equação (4.16) são modeladas as forças atuantes neste submodelo, porém no desenvolvimento dos supercomponentes desta modelagem, o sinal referente a porta (1) sempre está conectada à linha de retorno. Deste modo, o segundo termo da equação (4.16), resultante do produto da pressão na porta (1) pela área útil do êmbolo, apresenta valores bastante reduzidos.

$$F_3 = F_2 + p_1 \frac{\pi}{4} (d_e^2 - d_h^2) + k_x x + F_0 \quad (4.16)$$

Onde:

k_x = constante elástica da mola [N/m];

F_0 = pré-carga da mola [N];

p_1 = pressão na porta (1) [Pa];

4.2.6 Massa com atrito

Este submodelo representa o movimento unidirecional de uma massa sob a ação de força de atrito e forças externas conectadas às portas (1) e (2). Na Figura 4.8, observa-se o ícone que representa o submodelo e suas variáveis externas.

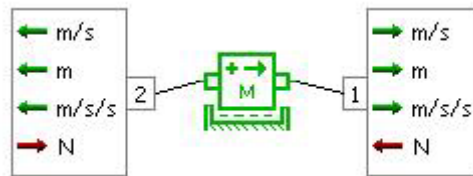


Figura 4.8 – Submodelo de massa MAS005 com atrito e fim de curso ideal.

A partir da segunda lei de Newton (BEER e JOHNSON, 1991), a equação (4.17) modela a força resultante (F) neste submodelo através do somatório de forças (F_1) e (F_2) relacionado respectivamente com as portas (1) e (2). Nesta equação, o produto da massa pelo seno do ângulo α refere-se a componente da força peso. Este submodelo, também pode considerar forças de atrito resultantes da combinação do atrito estático, de Coulomb e viscoso, porém neste trabalho não foram consideradas forças de atrito estático e de Coulomb. Quanto ao atrito viscoso, foi inserido nos supercomponentes utilizando-se o submodelo descrito no item 4.2.7 .

$$F = F_2 - F_1 + 9,81msen(\alpha) \tag{ 4.17 }$$

4.2.7 Amortecimento variável

O submodelo representado pelo ícone da Figura 4.9 possui as portas (1) e (3) que fornecem sinais de força em N como saída, e deste modo conectadas à submodelos que fornecem sinais de velocidade em m/s como entrada em ambas as portas. Com relação ao sinal de entrada na porta (2), é interpretado como o coeficiente de atrito viscoso em Ns/m . Assim, este submodelo é utilizado na modelagem dos supercomponentes no sentido de modelar o atrito viscoso.

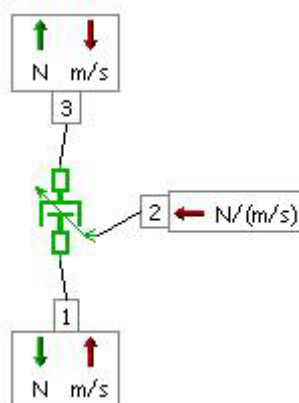


Figura 4.9 – Submodelo de amortecimento variável DAM10 com as variáveis externas.

Para modelar o efeito de atrito viscoso que ocorre no interior das válvulas, utiliza-se a equação (4.18). Deste modo a força (F_3) como sinal de saída na porta (3), é o resultado

do produto entre o coeficiente de atrito viscoso (B) e soma dos sinais de entrada de velocidade v_1 e v_3 respectivamente nas portas (1) e (3) do submodelo.

$$F_3 = B(v_1 + v_3) \quad (4.18)$$

4.2.8 Orifício hidráulico variável

Na Figura 4.10 observa-se o ícone utilizado para representar um orifício hidráulico variável. Através das portas (2) e (3), são conectados sinais de entrada em pressão e saída em vazão. Já o sinal da porta (1) permite variar a área do orifício modelado.

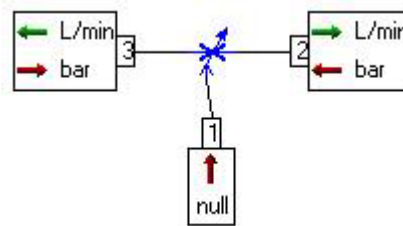


Figura 4.10 – Submodelo de orifício hidráulico variável VOR00.

Neste submodelo é possível definir a característica de vazão de duas maneiras, a primeira consiste em definir um coeficiente de descarga e o diâmetro do orifício, deste modo os parâmetros entram diretamente na equação (4.4). Na segunda maneira define-se uma vazão correspondente a uma determinada queda de pressão no orifício da válvula, com estes parâmetros são definidas uma área e um diâmetro hidráulico correspondentes. Utilizando-se as equações (4.7) e (4.6) determina-se respectivamente o número de Reynolds e o coeficiente de descarga e, posteriormente a vazão através da equação (4.4).

4.2.9 Válvula de retenção hidráulica pilotada

O modelo representado segundo o ícone da Figura 4.11, caracteriza o comportamento de uma válvula de retenção hidráulica pilotada. Esta válvula é modelada basicamente por duas equações, a equação da vazão em orifícios, e a equação que descreve a igualdade de forças na válvula. Neste modelo não está incorporado um comportamento dinâmico.

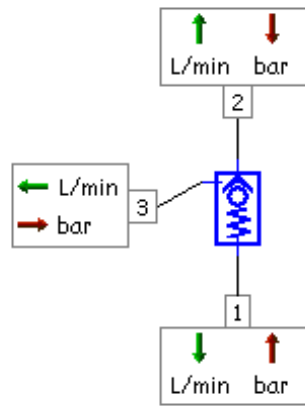


Figura 4.11 – Submodelo de válvula de retenção hidráulica pilotada CV005.

Portanto, a posição do carretel é definida com a seguinte equação:

$$x = \frac{(p_2 - p_1 - p_{xi} + (p_3 - p_2)k_r)}{k_x} \quad (4.19)$$

Onde:

k_x = constante elástica da mola [N/m];

k_r = razão de área de pilotagem [adim];

p_{xi} = pressão de abertura da válvula [Pa];

A partir do valor de deslocamento definido na equação (4.19), determina-se a área equivalente e o diâmetro hidráulico. Da mesma forma que o submodelo anterior, o número de Reynolds e o coeficiente de descarga são determinados através das equações (4.7) e (4.6), conseqüentemente a vazão é definida com o uso da equação (4.4).

4.2.10 Válvula lógica “ou”

Na Figura 4.12, observa-se o ícone do modelo com a indicação das portas e suas variáveis externas. Neste modelo de válvula, não são incorporadas características dinâmicas, e sendo o comportamento de pressão considerado como linear.

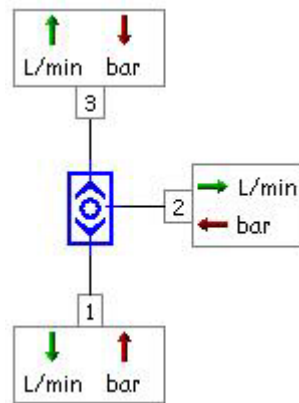


Figura 4.12 – Submodelo de válvula lógica “ou” SHTL1.

Neste modelo é definida a diferença de pressão ($\Delta p = p_1 - p_3$) entre as pressões das portas (1) (p_1) e (3) (p_3). Deste modo, se o Δp é positivo o modelo permite a ligação entre as portas (1) e (2). Consequentemente a vazão é definida pela equação:

$$q_v = (p_1 - p_3)k_{gr} \tag{ 4.20 }$$

Onde:

k_{gr} = gradiente de pressão [$m^3/s/Pa$];

Caso o Δp resulte em um valor negativo, a ligação ocorre entre as portas dois e três.

Logo:

$$q_v = (p_3 - p_2)k_{gr} \tag{ 4.21 }$$

4.2.11 Atuador diferencial hidráulico

Na Figura 4.13 observa-se o ícone que representa o modelo de um atuador hidráulico assimétrico de dupla ação. Este modelo inclui conservação da massa nas duas câmaras do atuador, atrito viscoso e vazamento interno entre o êmbolo e a camisa do atuador. Porém, nesta modelagem não foram considerados o vazamento interno e o atrito viscoso, consequentemente considera-se igual a zero a parcela de vazamento interno ($q_{v_{sin}}$) nas equações (4.22) e (4.23).

A porta (3) possui dois sinais de entrada, sendo um de deslocamento em m e outro de velocidade em m/s , e como saída um sinal de força em N . De modo análogo as portas (1) e (2) possuem sinais de vazão em m^3/s e pressão em bar como entradas e saídas, respectivamente. A seguir são descritas as equações que regem o comportamento deste atuador hidráulico.

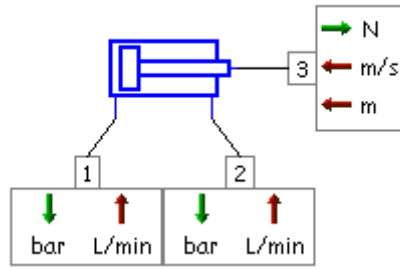


Figura 4.13 – Submodelo de atuador diferencial hidráulico HJ020.

Segundo von LINSINGEN (2003), a equação da continuidade generalizada, obtida a partir do princípio de conservação da massa, aplicada a um volume de controle variável no tempo com uma entrada e uma saída, é fundamental para a análise do comportamento dinâmico de componentes e sistemas hidráulicos. Portanto, a partir da equação da conservação da massa aplicada ao volume de controle definido pela câmara (1) do atuador hidráulico obtêm-se a equação (4.22). Logo:

$$q_{V1} = A_{e1} \frac{dx}{dt} + \frac{V_1}{\beta_e} \frac{dp_1}{dt} + q_{V\text{sin}} \quad (4.22)$$

Onde:

q_{V1} = Vazão na porta (1) do atuador hidráulico [m³/s];

V_1 = Volume da câmara (1) [m³];

β_e = Módulo de compressibilidade efetivo [Pa];

$q_{V\text{sin}}$ = Vazamento interno [m³/s];

A_{e1} = Área efetiva do êmbolo na câmara (1) [m²];

Da mesma forma, a equação da conservação da massa aplicada ao volume de controle da câmara (2) do atuador hidráulico, obtêm-se a equação (4.23).

$$q_{V2} = A_{e2} \frac{dx}{dt} - \frac{V_2}{\beta_e} \frac{dp_2}{dt} + q_{V\text{sin}} \quad (4.23)$$

Onde:

q_{V2} = Vazão na porta (2) do atuador hidráulico [m³/s];

A_{e2} = Área efetiva do êmbolo na câmara (2) [m²];

V_2 = Volume da câmara (2) [m³];

O volume de fluido no interior da câmara (1) (V_1) é determinado em função da área efetiva do êmbolo na câmara (1) (A_{e1}) pelo deslocamento do êmbolo (x) e adicionado de uma parcela de volume inicial denominada de volume morto (V_{01}). Logo,

$$V_1 = A_{e1}x + V_{01} \tag{ 4.24 }$$

Na câmara (2) o volume de fluido é determinado a partir da equação (4.25).

$$V_2 = A_{e2}(l_e - x) + V_{02} \tag{ 4.25 }$$

Onde:

l_e = Comprimento efetivo do atuador hidráulico [m];

V_{02} = Volume morto na câmara (2) [m³];

A força de carga (F_c) exercida pela haste do atuador hidráulico sobre a carga é modelada pela equação (4.26). A primeira parcela do lado direito da equação refere-se à força aplicada à câmara A do cilindro hidráulico, ou seja, a câmara que está conectada à porta (1), deste modo esta força é resultante do produto da pressão (p_A) pela área (A_A) do êmbolo. O produto da pressão (p_B), na câmara B do cilindro, pela diferença entre a área do êmbolo e a área da haste (A_B), resulta na segunda parcela da equação. A última parcela, através do produto entre o coeficiente de amortecimento viscoso (B) e a velocidade do êmbolo (v_e), representa o efeito da força de atrito viscoso sobre o atuador hidráulico.

$$F_c = A_A p_A - A_B p_B + B v_e \tag{ 4.26 }$$

4.2.12 Tubos e mangueiras hidráulicas

Na Figura 4.14, observa-se o submodelo de mangueira utilizado para modelar a compressibilidade e a perda de carga na mangueira hidráulica inserida na linha de suprimento após a bomba hidráulica de deslocamento variável.

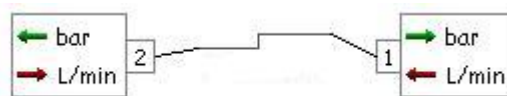


Figura 4.14 – Submodelo de tubo/mangueira com compressibilidade e perda de carga HL03.

Portanto, o efeito da compressibilidade tanto para mangueiras quanto para tubos é inserido no modelo utilizando-se a equação (4.27). Onde, os módulos de compressibilidade do fluido e da tubulação são inseridos através do módulo de compressibilidade efetivo (β_e):

$$\frac{\partial p}{\partial t} = - \frac{\beta_e}{A^{Pi}} \frac{\partial q_{vp}}{\partial x} \tag{ 4.27 }$$

Com relação à perda de carga no interior da mangueira na linha de suprimento, a equação para determinar a velocidade média do fluido considera o fator de atrito (f_{at}), que é função da rugosidade do tubo e o número de Reynolds. Logo:

$$v_f = \sqrt{\frac{2d_{in}^{Pi} |\Delta p^{Pi} - \rho l 9,81 \text{sen}(\theta)|}{l \rho f_{at}}} \quad (4.28)$$

Onde:

v_f = Velocidade média do fluido [m/s];

d_{in}^{Pi} = Diâmetro interno do tubo [m];

Δp^{Pi} = Diferença de pressão no tubo [Pa];

l = Comprimento do tubo [m];

θ = Inclinação do tubo [graus];

f_{at} = Fator de atrito [adim];

4.3 Supercomponente

O termo supercomponente, refere-se à modelagem de sistemas mais complexos ou sistemas que não possuam modelos já validados nas bibliotecas do software AMESim. Portanto, a partir de modelos básicos é possível construir um modelo complexo, como exemplo a válvula direcional da Figura 4.15 e seu respectivo modelo na Figura 4.16.

Na Figura 4.15 observa-se a vista em corte e a indicação dos principais componentes da fatia com válvula compensadora de pressão de três vias (Q4) utilizada nos experimentos. Esta fatia é composta basicamente por uma válvula direcional de cinco vias e quatro posições localizada na região central, uma válvula compensadora de pressão de três vias (Q4), uma válvula redutora de vazão localizada na região inferior e duas válvulas de retenção sendo uma posicionada sob a válvula direcional e a outra na via B.

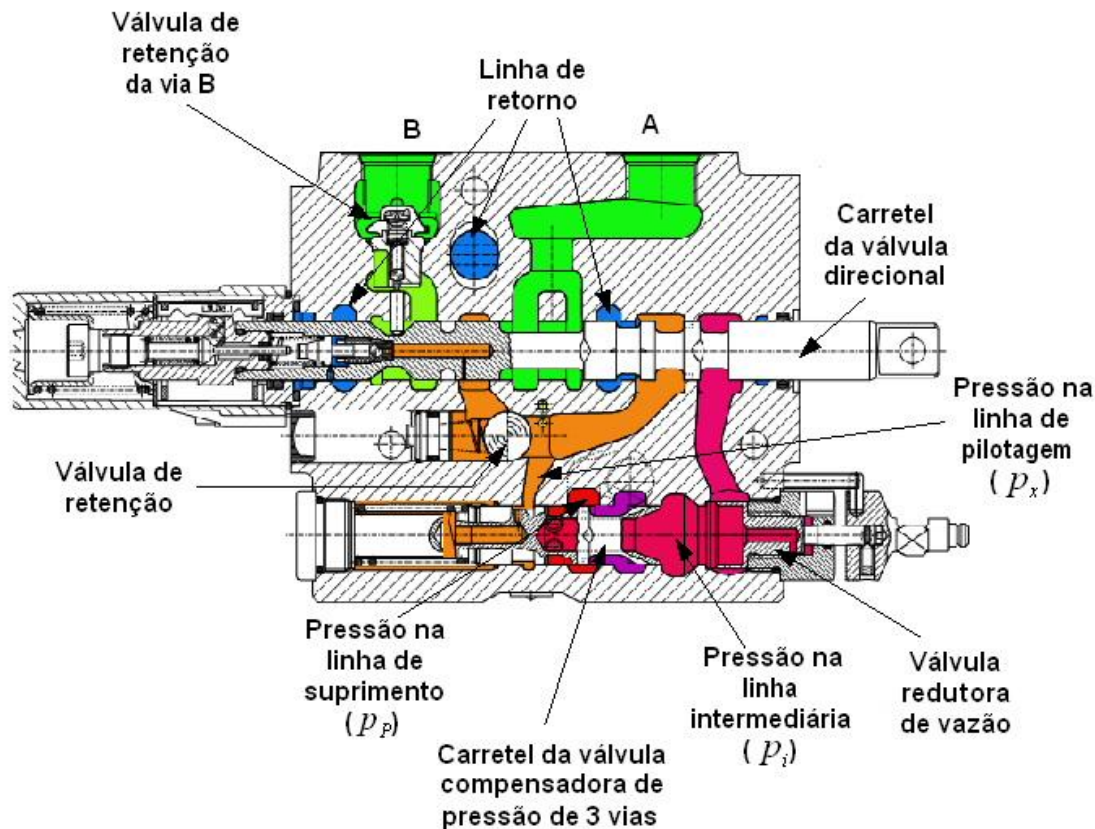


Figura 4.15 - Principais componentes da fatia com válvula compensadora de três vias.

Na Figura 4.16 observa-se o modelo em AMESim referente à fatia da figura anterior com a indicação de seus componentes. A linha de suprimento encontra-se conectada à válvula compensadora de pressão de três vias, a qual está modelada como um supercomponente e representada neste modelo conforme a ISO 1219-1 (ISO 1219-1, 1991) e ISO 1219-2 (ISO 1219-2, 1991). Através dos dois sinais de pilotagem, a válvula compensadora de pressão mantém um diferencial de pressão constante, consequentemente uma vazão constante para uma mesma abertura do orifício na válvula redutora de vazão. Portanto, quando a válvula direcional é acionada, tanto no avanço quanto no recuo, ocorre abertura total do orifício e, deste modo, a válvula direcional não controla vazão e/ou pressão, mas apenas define o sentido do escoamento.

No modelo está inserida uma válvula lógica "ou" com a função de definir o sinal de maior pressão de carga entre o sinal da carga na mesma fatia e o sinal da pressão de carga definido pela válvula lógica "ou" a montante. Deste modo, em um conjunto com várias fatias, o sinal de pressão na linha de pilotagem, refere-se sempre à maior pressão de carga nas válvulas direcionais do circuito.

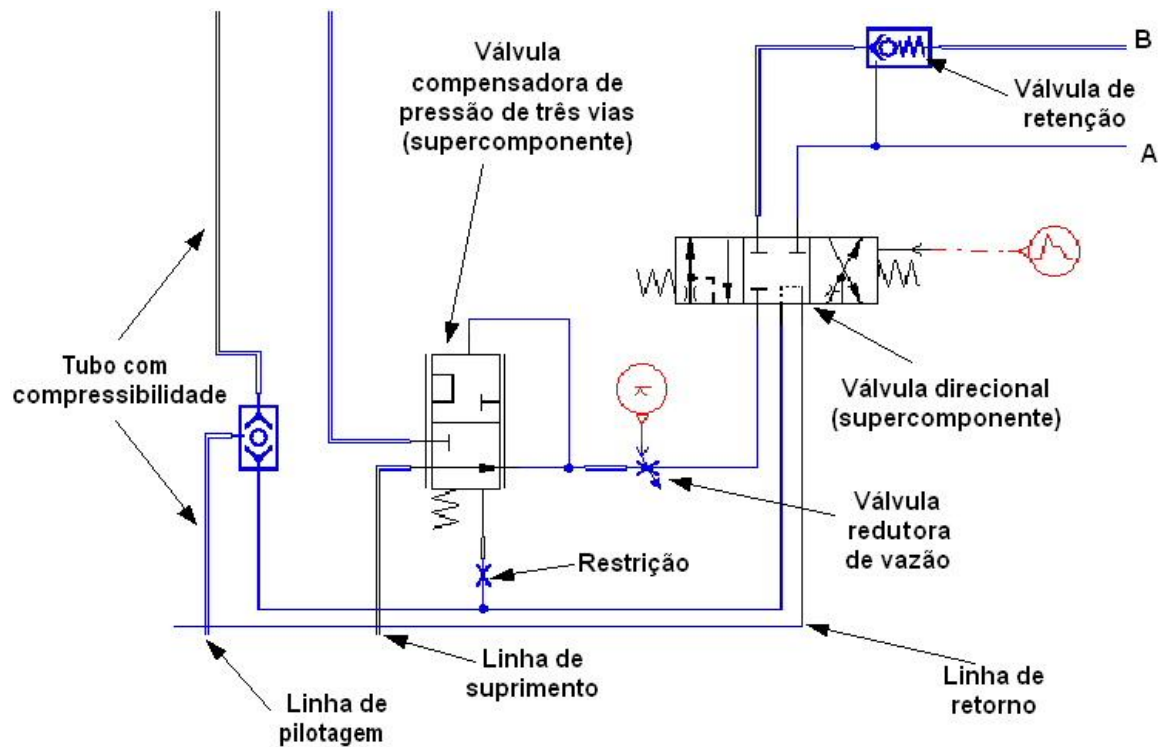


Figura 4.16 – Modelo em AMESim da fatia com válvula compensadora de três vias e o detalhamento de seus componentes

As fatias com válvula compensadora de duas vias utilizadas na bancada também possuem uma válvula de retenção disposta na via (B) da válvula direcional. Assim, quando o carretel da válvula direcional é acionado, pilota mecanicamente a válvula de retenção da via (B) e permite desta forma, o escoamento do fluido nos dois sentidos (Figura 4.15). Neste sentido, foi inserido um modelo de válvula de retenção para representar o componente, porém é o sinal de pressão da via (A) que pilota a abertura no modelo de válvula de retenção e permite o escoamento do fluido nos dois sentidos. As equações deste modelo de válvula de retenção hidráulica pilotada encontram-se no item 4.2.9 .

4.3.1 Válvula direcional

As válvulas direcionais montadas nas fatias possuem quatro posições e cinco vias, sendo sua operação manual e o retorno por mola. Desta forma, duas destas posições possibilitam o avanço e retorno do atuador hidráulico, na terceira posição, as vias (A), (B) e (P) permanecem fechadas, ficando somente a linha de pilotagem ligada para reservatório. Na quarta posição do carretel, a linha de pressão permanece fechada e as linhas (A), (B) e a pilotagem estão ligadas para o reservatório, conseqüentemente o atuador fica despressurizado. Na modelagem da válvula foi desconsiderada esta última posição por não ser de interesse da análise em regime permanente. Na Figura 4.17 observa-se a válvula direcional em corte com indicação de seus principais componentes.

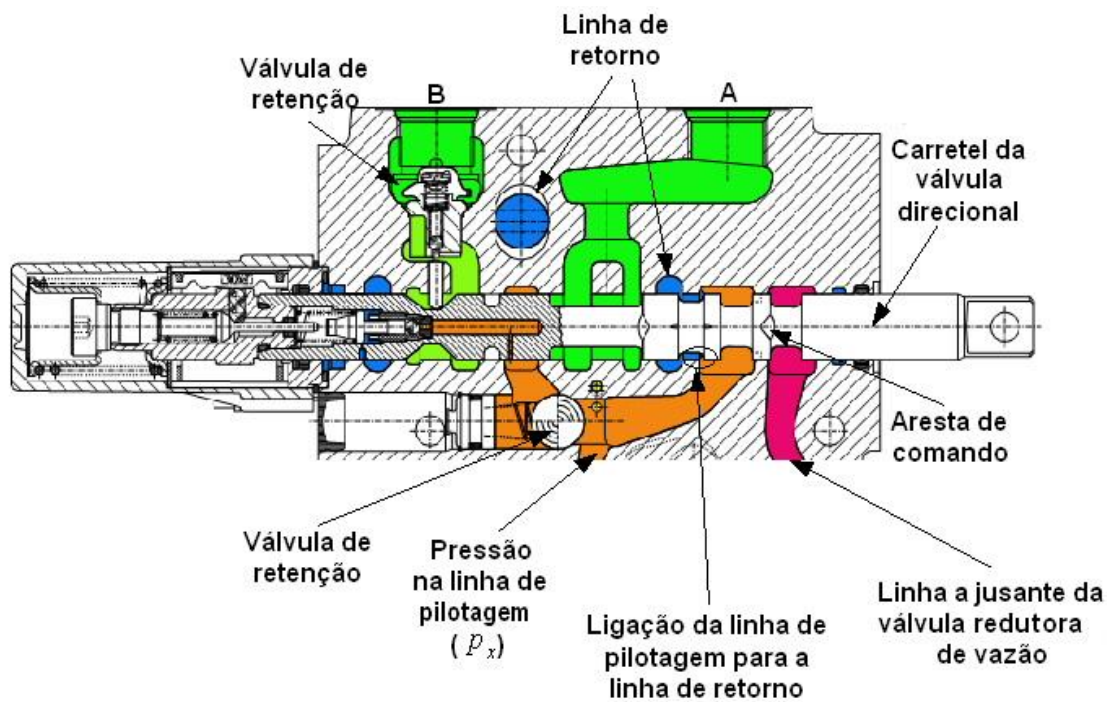


Figura 4.17 – Vista em corte da válvula direcional.

Devido ao *software* AMESim não possuir o modelo de uma válvula com estas características em suas bibliotecas, a mesma foi modelada a partir da biblioteca de projeto de componentes hidráulicos, na qual é possível encontrar, já modelados, diferentes formas de carretéis e pórticos. Além destes, ainda foram utilizados componentes de outras bibliotecas para modelar o efeito de mola, o amortecimento e o acionamento do carretel.

Na Figura 4.18, observa-se todos os componentes utilizados na modelagem da válvula direcional e a sua respectiva representação funcional. Os números indicam todas as portas externas ao supercomponente, de modo que a porta (1) está conectada à linha a jusante da válvula redutora de vazão; já a linha de retorno da válvula está configurada na porta (3). As portas (5) e (6) correspondem respectivamente às vias A e B da válvula direcional, a linha com o sinal de pilotagem na válvula, responsável pelo sinal de pressão de carga, é indicada pelo número (2), e o sinal de entrada para o acionamento de avanço e recuo do modelo de carretel, chega ao supercomponente através da porta (4).

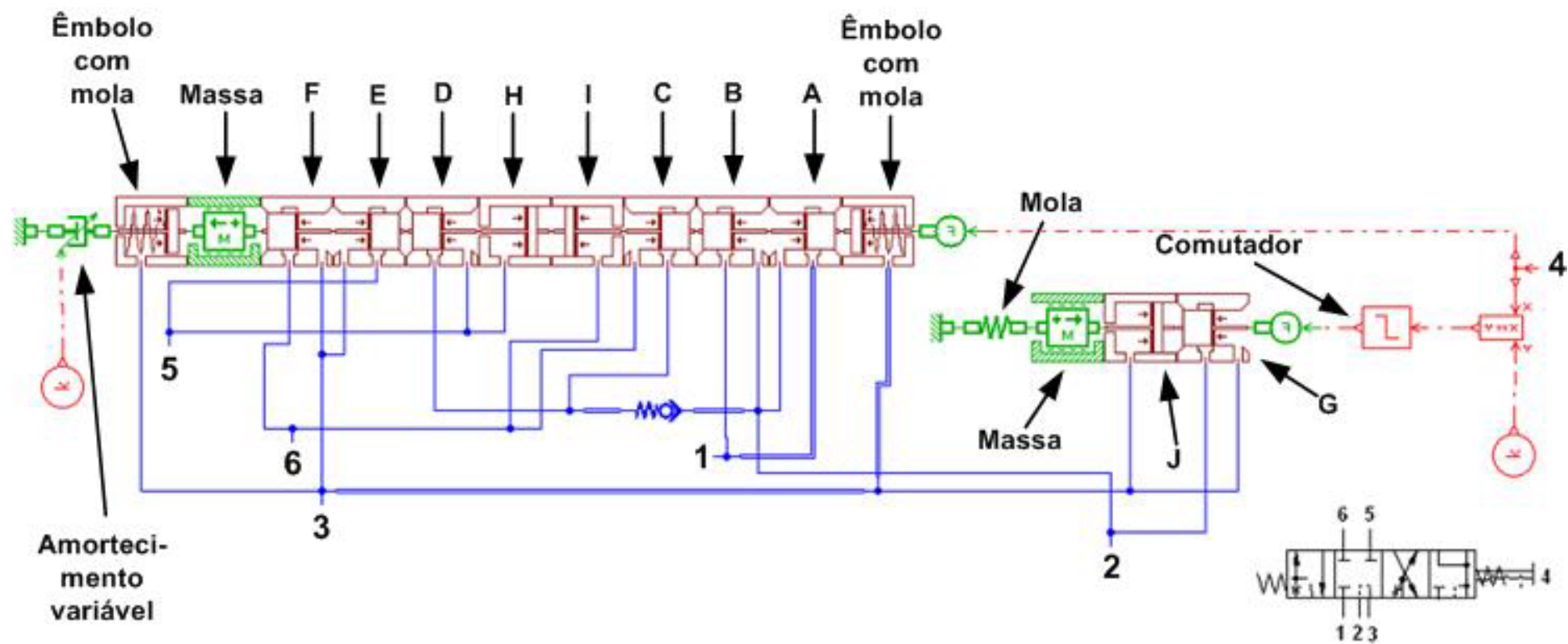


Figura 4.18 – Modelo em AMESim da válvula direcional da fatia.

Devido à válvula direcional possuir uma linha de pilotagem que na posição central permanece ligada à linha de retorno, foi necessário inserir no modelo do supercomponente o carretel representado pela letra (G) com a finalidade de modelar esta ligação. Deste modo, quando a porta (4) recebe um sinal diferente de zero, o carretel (G) permanece fechado e no momento em que o sinal na porta (4) é igual à zero, este carretel é deslocado permitindo a ligação da linha de pilotagem com a linha de retorno. Além disto, o submodelo indicado por (J) foi inserido para compensar as forças que atuam no êmbolo do submodelo (G).

Os submodelos (A) e (B) modelam o comportamento da aresta de comando que está indicada na Figura 4.17. Portanto, quando o carretel está na posição de centro fechado a linha de pilotagem fica ligada à linha de retorno pelo carretel (G). Os submodelos (C) e (D) modelam o comportamento dos pórticos relacionados com as vias (B) e (A) da válvula direcional da Figura 4.17, as quais são representadas pelas portas (6) e (5) respectivamente. Com o objetivo de modelar as ligações das vias A e B para a linha de retorno da válvula direcional, foram inseridos os submodelos (E) e (F) respectivamente. Com a função de compensar as forças resultantes das pressões sobre as áreas dos êmbolos (C) e (D), foram inseridos respectivamente os submodelos (I) e (H).

4.3.2 Válvula compensadora de pressão de duas vias

Na Figura 4.19, observa-se a vista em corte da válvula de controle de vazão de duas vias. Esta válvula é composta por uma válvula compensadora de pressão de duas vias e uma válvula redutora de vazão. O êmbolo indicado na Figura 4.19, pertence à válvula compensadora de pressão e possui dupla pilotagem. Deste modo, a pilotagem do lado da mola está submetida à pressão na linha de pilotagem (p_x). A extremidade oposta à mola é pilotada pela pressão intermediária (p_i). Portanto, a diferença de pressão existente na válvula redutora de vazão se mantém constante e, conseqüentemente a vazão varia de acordo com o ajuste da válvula redutora de vazão.

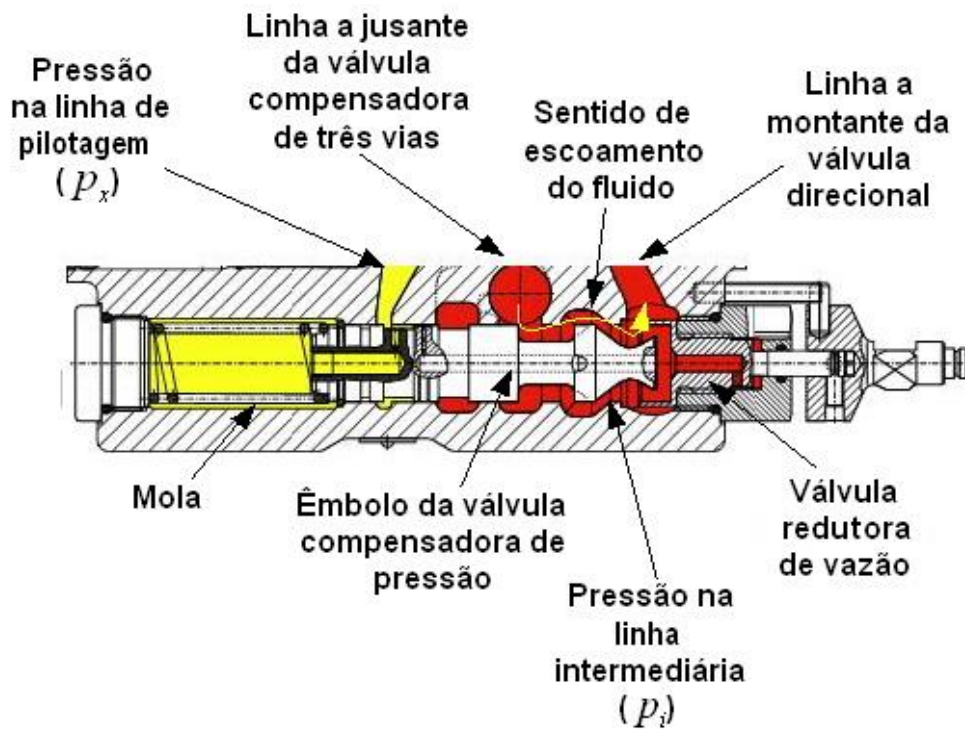


Figura 4.19 - Vista em corte da válvula compensadora de pressão de duas vias e da válvula redutora de vazão.

Na Figura 4.20, o modelo representado permite a simulação do comportamento da válvula compensadora de pressão de duas vias. De modo análogo ao modelo da válvula direcional, do item 4.3.1, esta também foi construída a partir das mesmas bibliotecas.

Portanto, a porta (1) deste modelo é conectada à jusante do modelo da válvula compensadora de três vias, enquanto a porta (3) está ligada ao modelo da válvula redutora de vazão. Deste modo, quando o carretel (I) é deslocado para o lado esquerdo em função do desequilíbrio de pressões nas câmaras dos submodelos (L) e (H), a linha à jusante do modelo da válvula compensadora de três vias é ligada à válvula redutora de vazão. Através desta variação da abertura do carretel (I), é modelada uma perda de carga responsável por manter a diferença de pressão constante no modelo da válvula redutora de vazão.

As portas (2) e (4) são ligadas respectivamente à linha de pilotagem da bomba e a linha a montante da válvula redutora de vazão, como pode ser visto na Figura 6.1 do APENDICE A. Assim, quando ocorre um aumento de pressão na linha de pilotagem (P_x), em virtude do aumento da pressão de carga, este sinal chega ao êmbolo (H) e desloca todo o conjunto para a esquerda, aumentando a área de passagem do fluido e reduzindo assim a perda de carga. De modo análogo, quando ocorre um aumento de pressão antes da válvula redutora de vazão, este sinal de pressão chega até a porta (4) fazendo com que o êmbolo (L) desloque o carretel (I) para a direita no sentido de fechá-lo, isto gera um aumento da perda de carga e desta forma reduz a pressão a montante da válvula redutora de vazão.

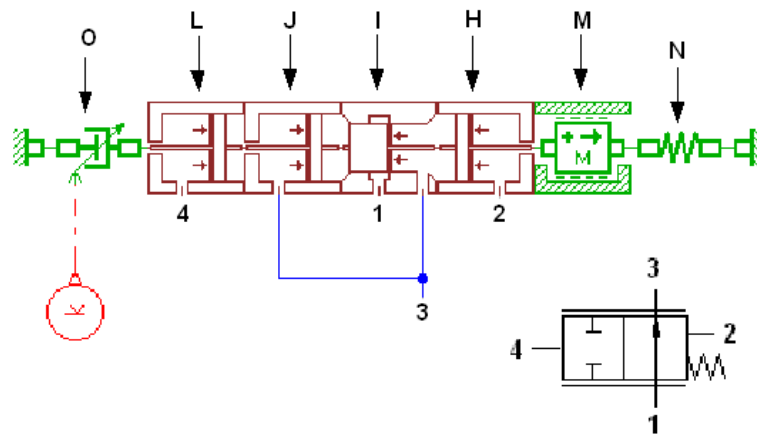


Figura 4.20 – Modelo em AMESim do compensador de pressão de duas vias

Quando o submodelo de carretel (I), da Figura 4.20, é deslocado para a esquerda permitindo a passagem do sinal de vazão, ocorre um desequilíbrio de forças com surgimento de uma nova componente resultante da pressão sobre a área mesmo. Com o objetivo de compensar esta força, foi inserido um submodelo de êmbolo (J) de mesma área, porém com a resultante da força agindo no sentido contrário à resultante da força do carretel (I). Para modelar o atrito viscoso o efeito de mola e os limites de deslocamento do carretel foram inseridos respectivamente, um submodelo de amortecimento variável (O), um submodelo de mola (N) e um submodelo de massa com limites de fim de curso (M).

4.3.3 Válvula compensadora de pressão de três vias

Na Figura 4.21, observa-se a vista em corte da válvula de controle de vazão de três vias. Esta válvula é composta por uma válvula compensadora de pressão de três vias e uma válvula redutora de vazão. De forma semelhante à válvula compensadora de duas vias do item 4.3.2, o carretel da válvula compensadora de três vias também é pilotado no lado da mola pelo sinal de pressão da linha de pilotagem, e no lado oposto pela pressão a montante da válvula redutora de vazão.

Com relação ao escoamento do fluido através da válvula compensadora de pressão de três vias pode-se observar na Figura 4.21 as setas de indicação. Desta forma, na Figura 4.21a, as setas que indicam o escoamento partindo da linha de suprimento, passando pelo interior do êmbolo e posteriormente pela válvula redutora de vazão, referem-se ao escoamento de fluido para o circuito do motor hidráulico. A seta referenciada pelo número (1) indica a passagem do fluido através do orifício de controle.

Na Figura 4.21b, as setas referenciadas pelos números (2) e (3) indicam o sentido de escoamento do fluido desviado para as fatias subseqüentes, através da válvula compensadora de pressão de três vias. Neste sentido, a seta indicada pelo número (2) indica a passagem do fluido através de um orifício de controle.

Quando o êmbolo vai sendo deslocado para a direita em função de um desequilíbrio de forças oriundo das pressões de pilotagem, ocorre uma redução da perda de carga no orifício de controle indicado pela seta de número (1). Conseqüentemente ocorre um aumento da perda de carga no orifício de controle indicado pela seta número (2). Deste modo, o compensador prioriza o escoamento do fluido hidráulico para o circuito do motor hidráulico e restringe para as fatias subseqüentes.

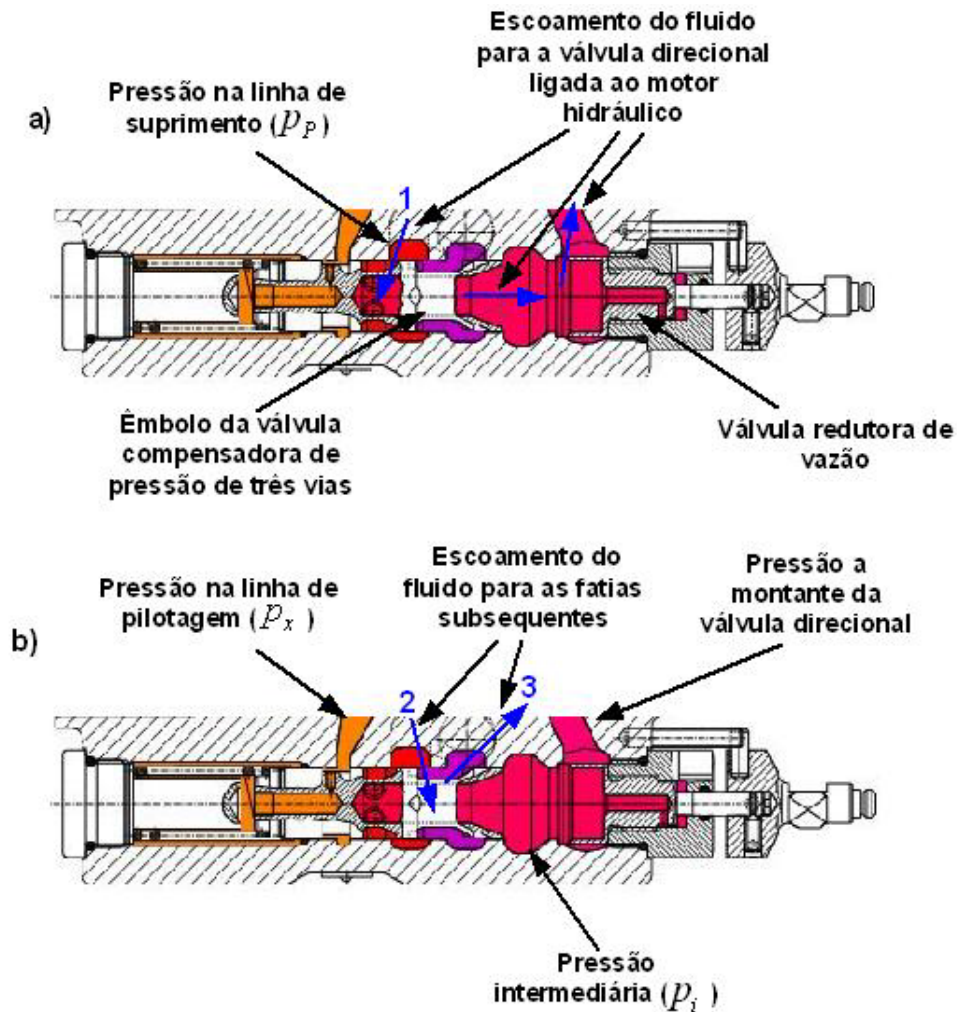


Figura 4.21 – Sentido de escoamento do fluido hidráulico na válvula compensadora de pressão de três vias. a) Indicação do escoamento para o circuito do motor hidráulico. b) Indicação do escoamento para as fatias posteriores.

Na Figura 4.22, observa-se o supercomponente desenvolvido para a simulação do comportamento da válvula compensadora de pressão de três vias. Nesta configuração, a porta (2) é utilizada para conectar o sinal da linha de suprimento, aos submodelos de carretéis (C) e (D). De maneira semelhante ao modelo anterior, as saídas dos submodelos (C) e (D) possuem ligações respectivamente com os êmbolos (B) e (E), para compensar as forças resultantes das pressões que agem sobre suas áreas. Em relação aos orifícios de controle

da Figura 4.21, os submodelos (C) e (D) modelam, respectivamente, os orifícios indicados pelas setas (1) e (2).

Conforme DE NEGRI (2001), os orifícios que controlam a passagem de fluido são definidos pelo deslocamento do carretel, movimentando os ressaltos em relação aos respectivos pórticos e pode-se definir a característica construtiva do tipo de centro como supercrítico, crítico e subcrítico. Nesta simulação, os carretéis foram modelados com centro subcrítico e, desta forma, o submodelo de carretel (D) fica fechado quando está deslocado totalmente para o lado direito, já o submodelo de carretel (C) permanece fechado quando se encontra deslocado totalmente para o lado esquerdo. Portanto, quando os carretéis assumirem qualquer posição que não sejam as extremidades, sempre haverá sinal indicando escoamento de fluido em ambos.

Com o objetivo de modelar a dupla pilotagem da válvula compensadora de três vias foram inseridos os êmbolos (A) e (H) no modelo. Através do sinal externo na porta (5), conectado ao sinal de pressão a montante da válvula redutora de vazão, o êmbolo do submodelo (H) é pilotado exercendo uma força em sentido contrario a força da mola. Da mesma forma, o êmbolo (A), através do sinal na porta (3), conectada à linha de pilotagem na válvula direcional, exerce uma força sobre os carretéis na mesma direção da força exercida pelo êmbolo (H), porém de sentido contrário.

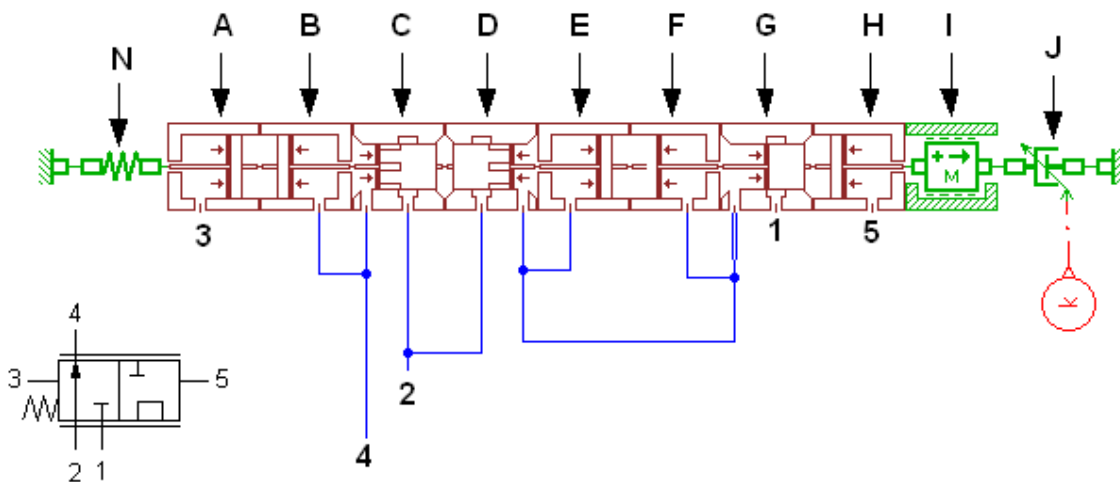


Figura 4.22 – Modelo em AMESim da válvula compensadora de pressão de três vias.

Com a função de modelar os orifícios indicados pela seta (3), foi inserido no supercomponente o submodelo (G). Conseqüentemente, para compensar as forças sobre a área do êmbolo no submodelo (G), foi inserido o submodelo (F). No sentido de modelar a mola da válvula compensadora de pressão, a massa do êmbolo e o atrito viscoso, foram inseridos no modelo do supercomponente os submodelos indicados pelas letras (N) (I) e (J).

4.3.4 Bomba de deslocamento variável

A bomba hidráulica de deslocamento variável de pistões axiais com compensação de pressão e vazão, utilizada neste trabalho, caracteriza-se por ajustar a vazão de maneira que diferença de pressão entre a linha de suprimento e a linha de pilotagem (Δp_{p-x}) permaneça constante. Neste sentido, a bomba opera como uma fonte de vazão cuja entrada de referência é a potência a ser dissipada que é comparada com a potência dissipada real no circuito hidráulico alimentado pela bomba. Portanto, a vazão é fornecida de maneira que se mantenha uma perda de carga constante no bloco de controle de válvulas direcionais.

Na Figura 4.23, pode-se observar o diagrama de blocos do modelo da bomba e parte do sistema hidráulico sob uma perspectiva condensada. Assim, a partir da referência da potência dissipada desejada (P_d), o modelo da bomba hidráulica compara com o sinal de entrada de potência dissipada real (P_r) do sistema e fornece como saída um sinal de vazão.

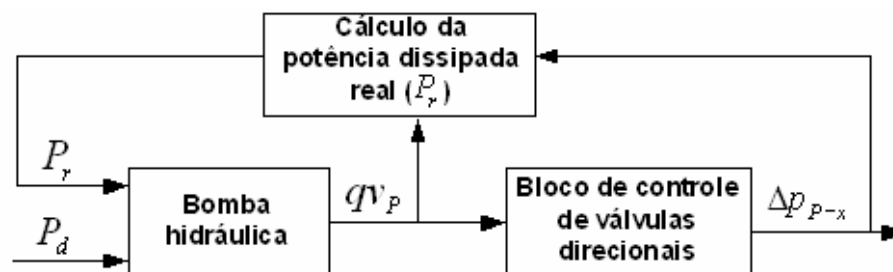


Figura 4.23 – Diagrama de blocos no sistema hidráulico com bomba de deslocamento variável.

Para um modelo de sistema hidráulico com bomba ideal, pode-se considerar a P_d variando apenas em função da vazão para diferentes regimes de pressão e vazão, pois no sistema ideal a diferença de pressão desejada entre a linha de suprimento (p_p) e a linha de pilotagem (p_x) da bomba (Δp_{p-x}) se mantém constante. No caso real, em função de alguns parâmetros internos da bomba, a Δp_{p-x} muda à medida que ocorrem alterações nos níveis de vazão e pressão.

Neste sentido, foram realizados experimentos com o objetivo de obter o comportamento do Δp_{p-x} em diferentes níveis de vazão e pressão e inseri-los no modelo para descrever o comportamento da bomba de deslocamento variável em regime permanente.

Com estes experimentos é possível determinar a potência fornecida pela bomba em diferentes níveis de vazão e pressão. No modelo implementado, estas informações são usadas como o comportamento que o modelo deverá reproduzir e, portanto é definida como a potência dissipada desejada. Ou seja, este modelo implementa as curvas de potência dese-

jada da bomba de deslocamento variável por meio de polinômio de coeficientes dependentes do valor da pressão de suprimento. Estas curvas são apresentadas no item 5.1.1 .

Neste sentido, cada polinômio descreve o comportamento da P_r em função da vazão na linha de suprimento para um valor de pressão constante. Portanto, para que o comportamento da potência dissipada real pudesse ser modelado de maneira satisfatória, para níveis de pressão distintos, foram encontrados três polinômios para descrever a variação dos coeficientes e do termo independente nos polinômios de segunda ordem.

Desta forma, a potência dissipada desejada pode ser escrita como um polinômio de segunda ordem em função da vazão na linha de suprimento, ou seja:

$$P_d = aq_{VP}^2 + bq_{VP} + c \quad (4.29)$$

Com os seus coeficientes e o termo independente variando em função da pressão na linha de suprimento, tal que:

O coeficiente a é definido como,

$$a = 0,0000023p_p^2 - 0,0005136p_p + 0,0088623 \quad (4.30)$$

O coeficiente b é definido como,

$$b = -0,00011p_p^2 + 0,03448p_p + 14,55657 \quad (4.31)$$

E o termo independente c é definido como,

$$c = -0,00000963p_p^3 + 0,00377370p_p^2 - 0,40317774p_p + 8,5529 \quad (4.32)$$

Assim, na Figura 4.24, a potência dissipada desejada, definida pela equação (4.29), resulta do somatório de três parcelas. Desta forma, a linha de fluxo de sinal indicada pelo número (1), refere-se à primeira parcela da equação, sendo o bloco de função indicado pela letra (a) o coeficiente definido pela equação (4.30).

A linha de fluxo de sinal indicada pelo número (2) refere-se à segunda parcela da equação. Consequentemente, o bloco de função indicado pela letra (b) é o coeficiente definido pela equação (4.31). Com relação ao termo independente da equação (4.29) definido pela equação (4.32), está inserido no bloco de função indicado pela letra (c), portanto, a linha de fluxo de sinal indicada pelo número (3) refere-se a terceira parcela da equação (4.29).

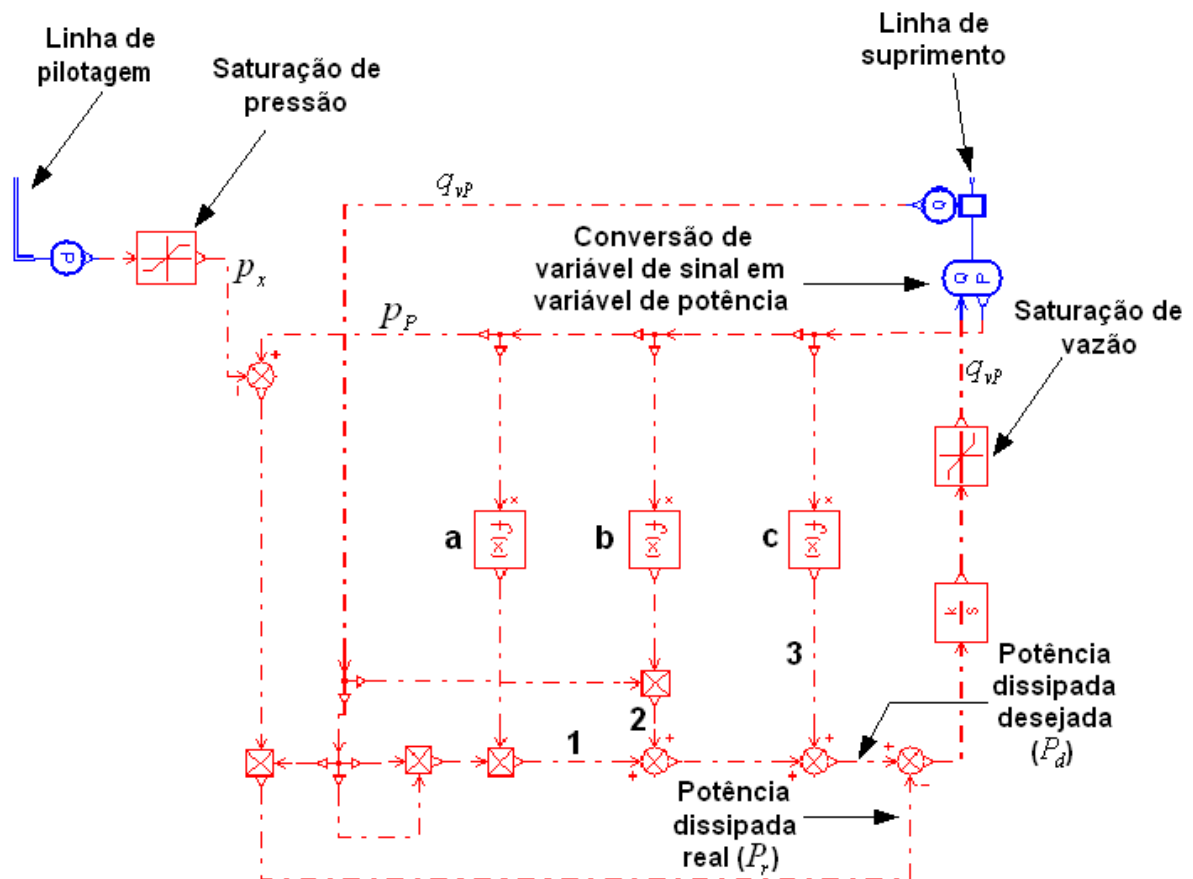


Figura 4.24 – Modelo em AMESim da bomba de deslocamento variável com compensação de pressão e vazão em regime permanente.

Neste modelo, através da integração da diferença entre a potência a ser atingida (potência dissipada desejada) com a potência dissipada real, consegue-se fazer com que se reproduza o comportamento em regime permanente da bomba de deslocamento variável de pistões axiais.

Ainda no modelo, após a linha de pilotagem foi inserido um bloco com a função de limitar a pressão na linha de suprimento. Na bomba esta função é realizada pelo regulador de pressão. E após o bloco com função de integrador, foi inserido um bloco com a função de limitar a vazão máxima no modelo conforme as características construtivas da bomba.

CAPÍTULO 5

ANÁLISE DOS RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos com o estudo, fazendo uma comparação entre os resultados experimentais e os resultados teóricos. Primeiramente serão apresentados alguns parâmetros do sistema que foram levados em conta para fins de validação do modelo matemático.

Durante a realização destes experimentos, utilizou-se o fluido hidráulico ISO VG 46 (Mobil DTE 25) com massa específica de 879 kg/m^3 a 20°C e viscosidade cinemática de $46 \times 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}$ a 40°C . Estes parâmetros foram extraídos do catálogo do fabricante (MOBIL). A faixa de temperatura do fluido durante a realização dos experimentos manteve-se em $45^\circ\text{C} \pm 2^\circ\text{C}$, sendo determinada através do diagrama de seleção viscosidade x temperatura disponível no catálogo da bomba de deslocamento variável de pistões axiais (MANNESMANN REXROTH, 2000).

5.1 Estudos para a bomba e o motor hidráulico

Nesta seção é apresentado um estudo a respeito da bomba de deslocamento variável com compensação de pressão e vazão e do motor hidráulico. É mostrado o levantamento das curvas de operação em regime permanente da bomba, e da mesma forma, são apresentadas as curvas de rendimento volumétrico do motor hidráulico. Neste sentido, este estudo foi realizado para permitir o desenvolvimento do modelo matemático.

5.1.1 Bomba de deslocamento variável com compensação de pressão e vazão

Em relação à bomba do sistema, não se obteve informações a respeito de seus parâmetros internos. Portanto, com a finalidade de modelar o comportamento em regime permanente sob condições de operação distintas, foi necessário a realização de ensaios para a obtenção das curvas de operação. No gráfico da Figura 5.1, as curvas experimentais referem-se à diferença de pressão entre a linha de pilotagem da bomba e a linha de suprimento (Δp_{p-x}) em função da pressão (p_p) e vazão (q_{VP}) na linha de suprimento.

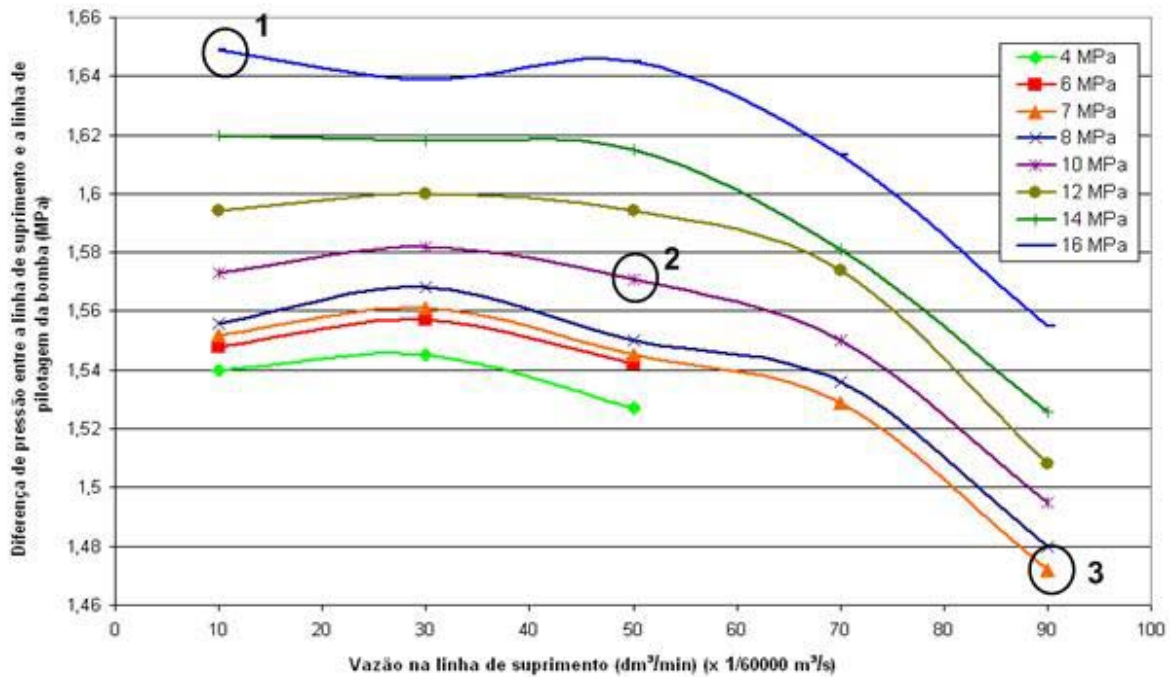
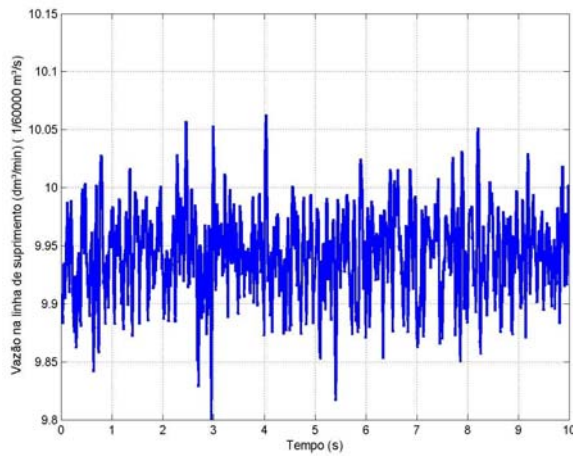


Figura 5.1 – Curvas da diferença de pressão entre a linha de suprimento e a linha de pilotagem em função da vazão e pressão na linha de suprimento.

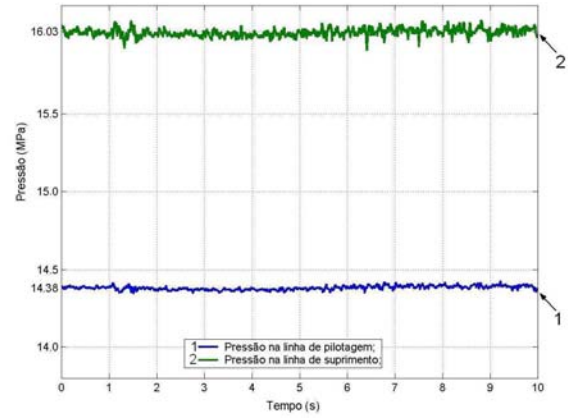
Com a finalidade de alterar a pressão e a vazão na linha de suprimento, utilizou-se o circuito da fatia 3Z1 (Figura 3.2). Deste modo, foram definidas as vazões na linha de suprimento de 10 dm³/min, 30 dm³/min, 50 dm³/min, 70 dm³/min e 90 dm³/min. Da mesma forma foram definidas as pressões de suprimento de 4 MPa, 6 MPa, 7 MPa, 8 MPa, 10 MPa, 12 MPa, 14 MPa, 16 MPa.

Para um melhor entendimento a respeito da obtenção das curvas da bomba, são exemplificados três pontos (números (1), (2) e (3)) na Figura 5.1, os quais são obtidos dos valores de vazão e pressão dos gráficos mostrados nas Figura 5.2, Figura 5.3 e Figura 5.4, respectivamente.

Pode-se observar na Figura 5.2 que para uma vazão de 10 dm³/min e uma pressão de 16 MPa (160 bar) na linha de suprimento, a diferença de pressão entre a linha de suprimento e a linha de pilotagem (Δp_{p-x}) foi de 1,649 MPa (16,49 bar), definindo-se portanto o ponto indicado pelo número (1). Para as curvas das Figura 5.3 e Figura 5.4, as diferenças entre as pressões de suprimento e de pilotagem foram respectivamente de 1,571 MPa (15,71 bar) e 1,472 MPa (14,72 bar), as quais estão indicadas na Figura 5.1 pelos números (2) e (3).

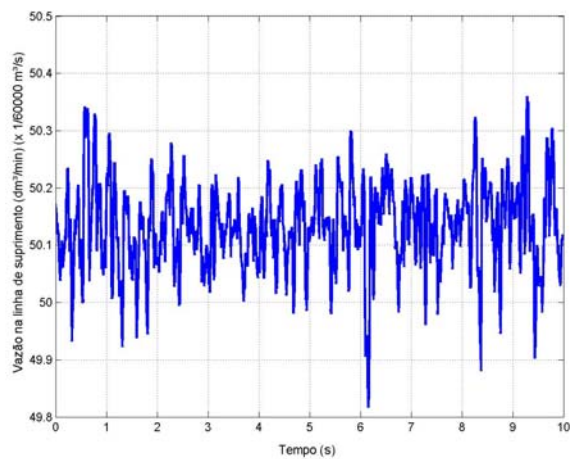


a) Vazão na linha de suprimento.

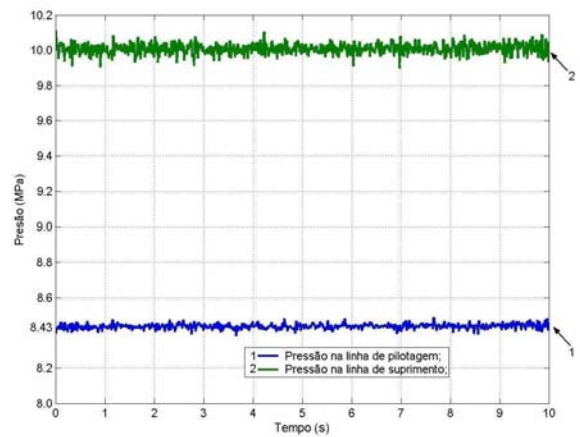


b) Pressão nas linhas de suprimento e pilotagem.

Figura 5.2 - Vazão na linha de suprimento e pressões nas linhas de suprimento e de pilotagem para o ensaio com vazão de 10 dm³/min e 16 MPa na linha de suprimento.

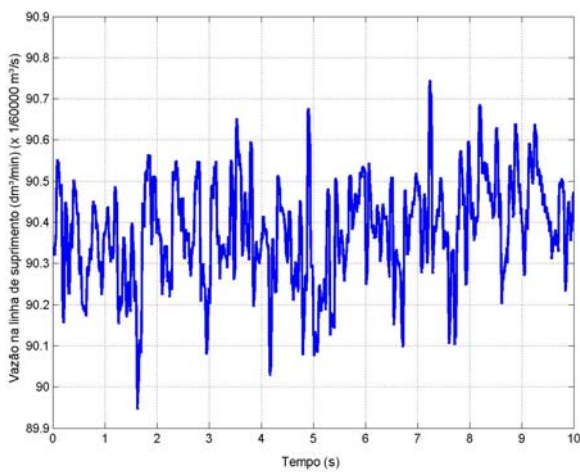


a) Vazão na linha de suprimento.

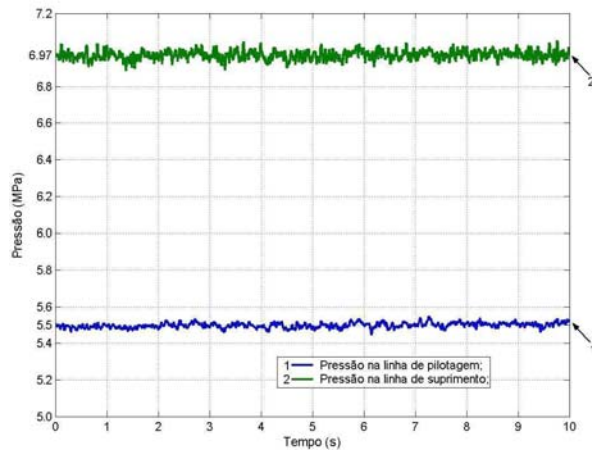


b) Pressão nas linhas de suprimento e pilotagem.

Figura 5.3 - Vazão na linha de suprimento e pressões nas linhas de suprimento e de pilotagem para o ensaio com vazão de 50 dm³/min e 10 MPa na linha de suprimento.



a) Vazão na linha de suprimento.



b) Pressão nas linhas de suprimento e pilotagem.

Figura 5.4 - Vazão na linha de suprimento e pressões nas linhas de suprimento e de pilotagem para o ensaio com vazão de 90 dm³/min e 7 MPa na linha de suprimento.

Com os resultados obtidos utilizou-se a equação (5.1) para construir o gráfico da Figura 5.5, onde determinaram-se os pontos da potência dissipada real (P_r) em função das pressões (p_p e p_x) e vazões (q_{VP}) medidos na linha de suprimento. Nesta equação a potência é definida em watts (W) a partir da vazão em metros cúbicos por segundo (m³/s) e a pressão em Pascal (Pa). Através das curvas de potência dissipada real, foram elaborados os polinômios de segunda ordem que descrevessem de maneira satisfatória o seu comportamento.

$$P_r = \Delta p_{P-x} q_{VP} = (p_p - p_x) q_{VP} \tag{ 5.1 }$$

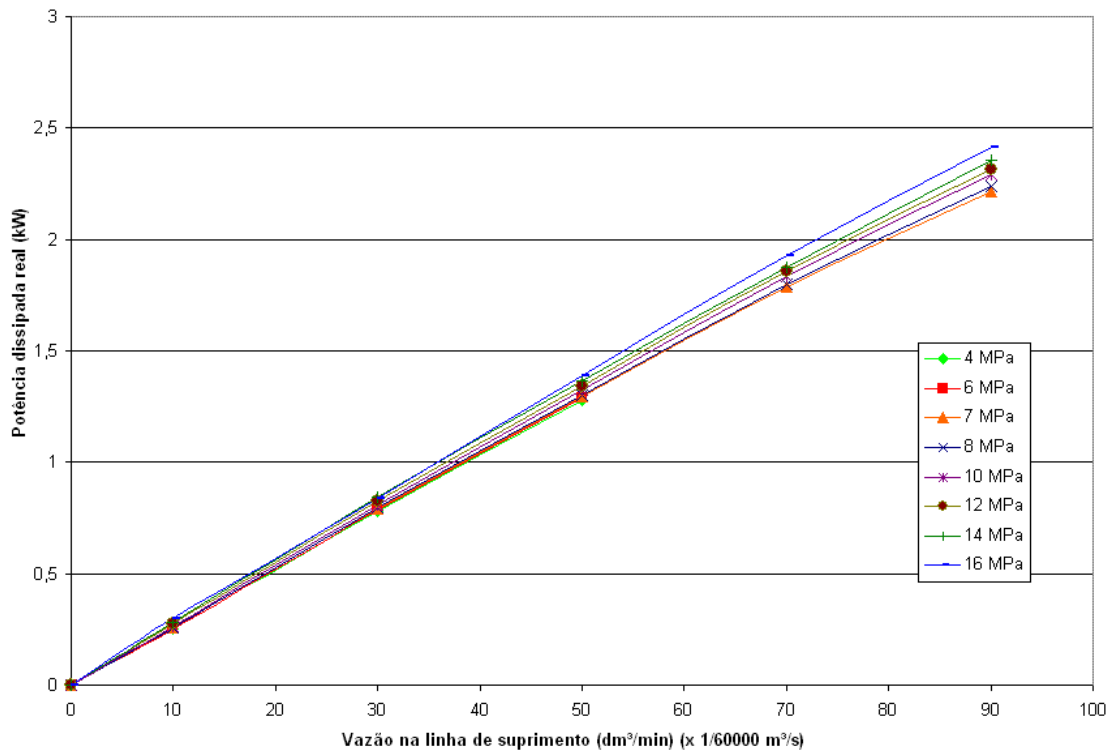


Figura 5.5 – Curvas de potência real dissipada da bomba em função da vazão e pressão na linha de suprimento.

Observando-se as curvas da Figura 5.5, confirma-se o fato de que a bomba com compensação de vazão é um sistema que idealmente deveria manter a diferença entre as pressões de suprimento e de pilotagem constante. Conseqüentemente, a potência dissipada seria proporcional à vazão na linha de suprimento.

5.1.2 Motor hidráulico

No motor hidráulico utilizado neste trabalho não foi acoplada carga em seu eixo. Porém, como descrito no Capítulo 2, o motor hidráulico apresenta perdas volumétricas relacionadas com os vazamentos internos. Da mesma forma apresenta perdas mecânicas oriundas do torque de atrito. Desta forma, foi necessário fazer uma análise a respeito do rendimento volumétrico e do rendimento mecânico do motor hidráulico, para que pudessem ser reproduzidos de maneira satisfatória no modelo matemático.

5.1.2.1 Rendimento volumétrico

A rotação no eixo do motor hidráulico é o resultado de uma determinada vazão que passa pelo seu interior. Porém, a vazão na entrada do motor hidráulico (q_{vB}^{2Z1}) corresponde a uma vazão maior que sua vazão teórica (q_{vtc}), pois devem ser consideradas perdas devido ao seu rendimento volumétrico (η_v). Com o objetivo de avaliar as perdas volumétricas, fo-

ram realizados os experimentos com rotações nominais de 3000 rpm, 4000 rpm, 4500 rpm e 5000 rpm.

Para obterem-se as curvas de rotação no eixo do motor hidráulico, foram realizados os ensaios com somente a fatia com válvula compensadora de pressão de três vias. Desta forma, pode-se observar na Figura 5.6 os pontos de rendimento volumétrico em função das diferenças de pressão entre a entrada e a saída do motor hidráulico (Δp^{2A1}) nos regimes de 3000 rpm, 4000 rpm, 4500 rpm e 5000 rpm.

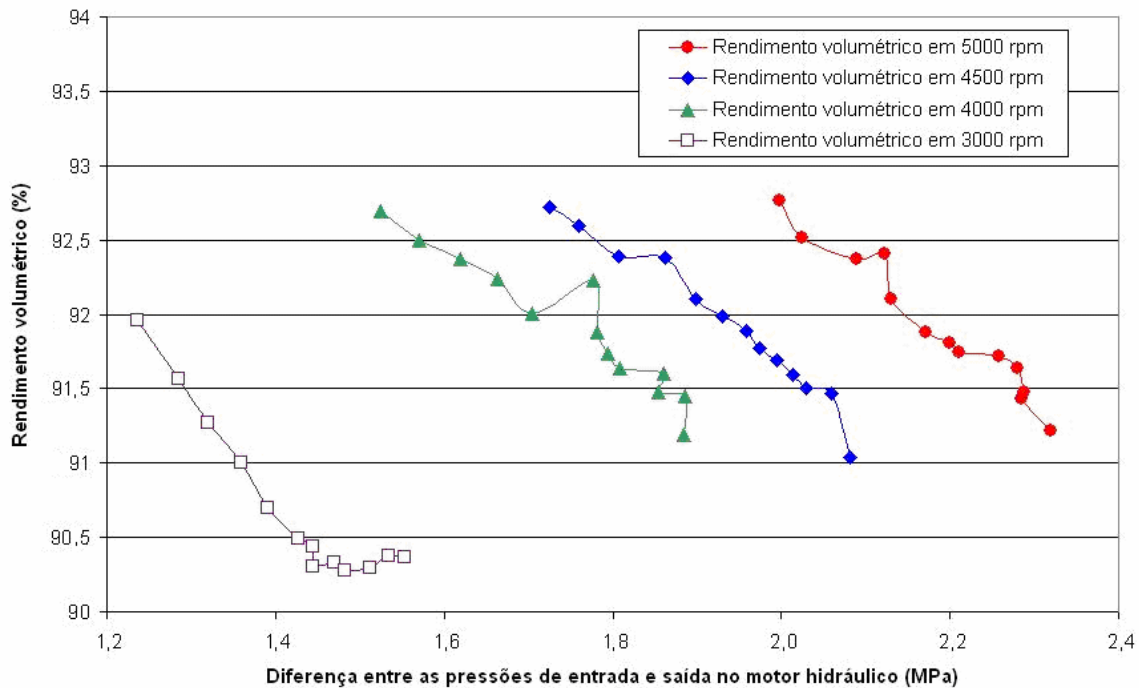


Figura 5.6 – Curvas experimentais do rendimento volumétrico do motor hidráulico.

Para a determinação destes pontos, utilizou-se o deslocamento volumétrico nominal (D_{vc}^{2A1}) de $8,75378 \cdot 10^{-8} m^3 / rad$ ($5,5 cm^3 / rot$) informado no catálogo do motor hidráulico (RP 14 025D/04.04) e através da equação (2.4) determinou-se a vazão teórica do motor hidráulico (q_{vtc}^{2A1}). Conseqüentemente, com a vazão teórica e a vazão efetiva (q_{vB}^{2Z1}), utilizou-se a equação (2.12) para determinar o rendimento volumétrico em diferentes regimes de rotação.

O submodelo de motor hidráulico descrito no item 4.2.1 permite inserir o rendimento volumétrico de duas maneiras distintas. A primeira em função de um rendimento volumétrico constante, e a segunda através de um rendimento volumétrico variando em função da rotação e da diferença de pressão no motor hidráulico. Desta forma, para construir uma tabela de pontos de rendimento volumétrico em função das rotações e diferenças de pressões, foi necessário determinar alguns pontos fora das curvas de rendimento volumétrico da Figura 5.6.

Neste sentido, determinou-se as curvas de tendência para o rendimento volumétrico em função da diferença de pressão no motor hidráulico nos regimes de rotações nominais de 3000 rpm, 4000 rpm, 4500 rpm e 5000 rpm. Nas Figura 5.7, Figura 5.8, Figura 5.9 e Figura 5.10 podem-se observar os pontos de rendimento volumétrico inseridos, as curvas de tendência e os polinômios referentes a cada curva de tendência. Vale ressaltar que as diferenças entre as pressões de entrada e saída do motor hidráulico, apresentada nas figuras, correspondem a sua operação sem carga, pois um motor hidráulico operando com carga no seu eixo apresenta o $\Delta p^{2,41}$ bem superior.

Através dos polinômios destas curvas, foram obtidos os rendimentos volumétricos com intervalos de 0,05 MPa (0,5 bar) em cada regime de rotação nominal. Para os valores de rotação a serem inseridos na tabela, foi definido um valor médio em cada regime de rotação nominal. Deste modo a combinação de cada valor de rotação com cada um dos valores da diferença de pressão resulta em um valor de rendimento volumétrico. Consequentemente, a tabela inserida no modelo do motor hidráulico é composta por 23 valores de diferença de pressão variando de 1,25 MPa (12,5 bar) a 2,35 MPa (23,5 bar), 4 valores de rotação definidos em 2976 rpm, 3949 rpm, 4444 rpm e 4968 rpm, e da combinação destes, 92 valores de rendimento volumétrico.

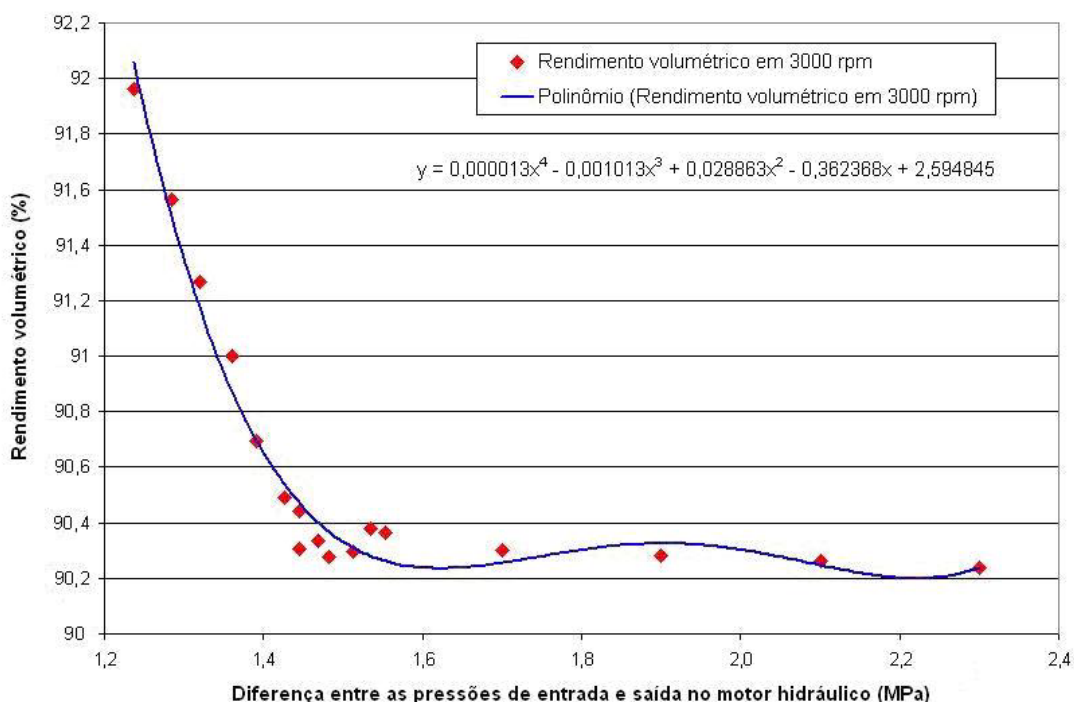


Figura 5.7 – Curva experimental extrapolada do rendimento volumétrico do motor hidráulico com rotação nominal de 3000 rpm.

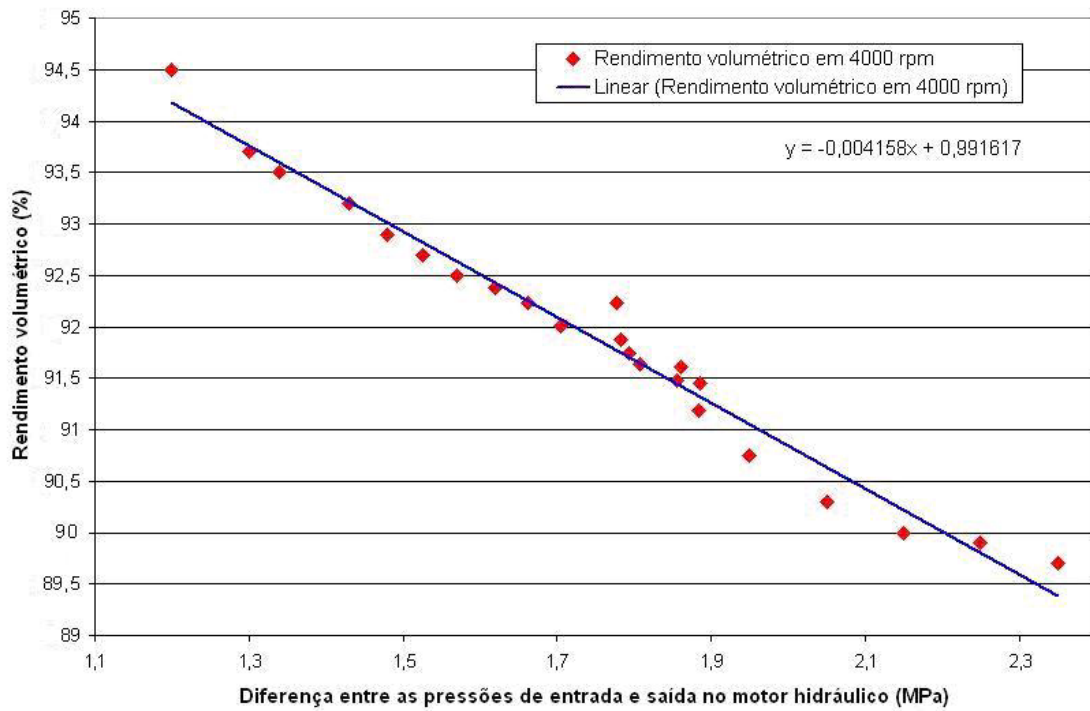


Figura 5.8 - Curva experimental extrapolada do rendimento volumétrico do motor hidráulico com rotação nominal de 4000 rpm.

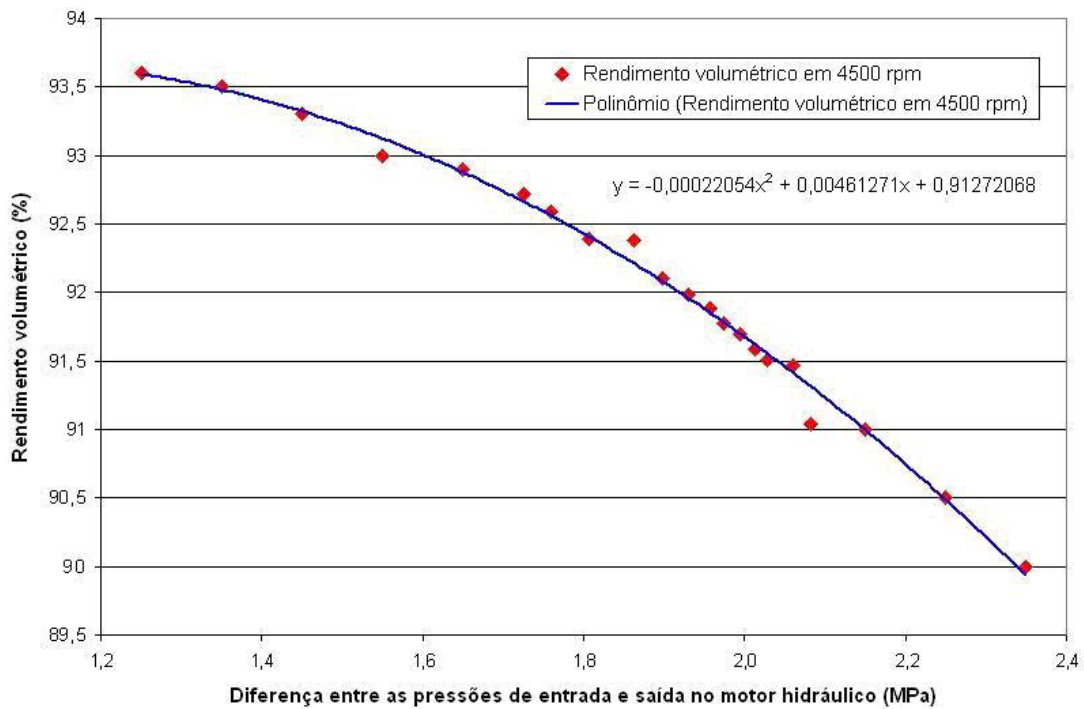


Figura 5.9 - Curva experimental extrapolada do rendimento volumétrico do motor hidráulico com rotação nominal de 4500 rpm.

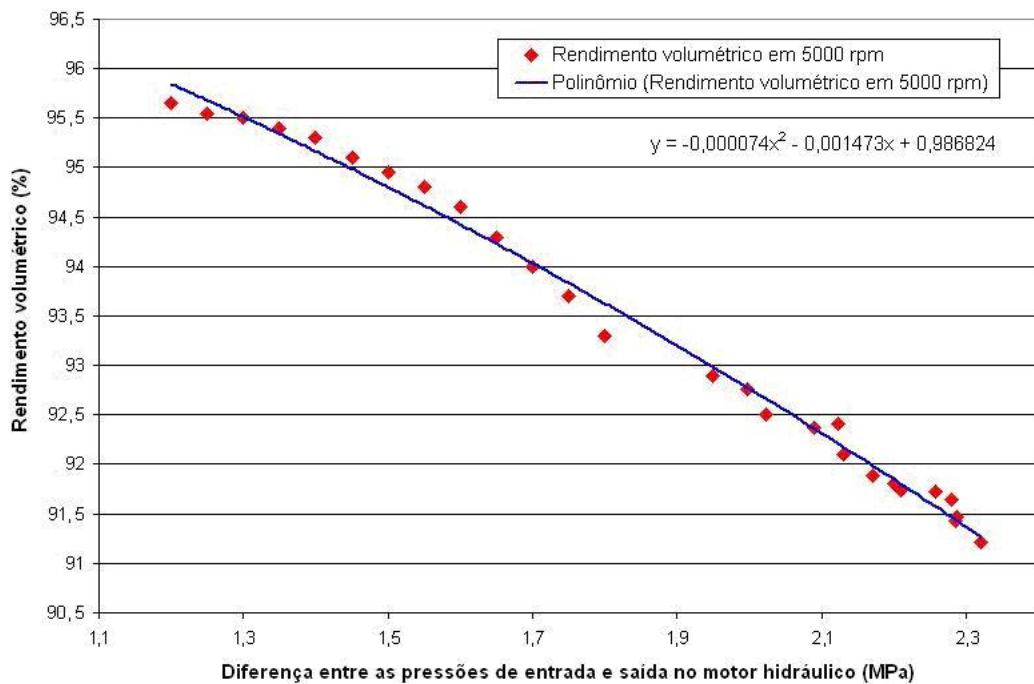


Figura 5.10 - Curva experimental extrapolada do rendimento volumétrico do motor hidráulico com rotação nominal de 5000 rpm.

5.1.2.2 Rendimento mecânico

Com a tabela de rendimento volumétrico inserida no submodelo de motor hidráulico, foram realizadas as simulações utilizando-se somente o modelo com válvula compensadora de pressão de três vias ligada ao modelo do motor hidráulico. Neste sentido, por aproximação determinou-se um coeficiente de atrito viscoso de $B = 2,86 \times 10^{-3} \text{ Nms/rad}$ ($B = 0,0003 \text{ Nm/(rot/min)}$) para modelar o torque devido ao atrito viscoso do motor hidráulico.

Do mesmo modo, para modelar o torque devido ao atrito mecânico, foi obtido por aproximação o coeficiente $\mu f_{am} = 0,00394444$. Nesta análise não foi considerado o torque de atrito constante, portanto, conforme a equação (2.13), o torque de atrito resulta da soma das parcelas do torque de atrito viscoso e do torque de atrito mecânico. Com a finalidade de validar estes coeficientes serão apresentadas as curvas teórico-experimentais para os regimes nominais de rotação de 4000 rpm, 4500 rpm e 5000 rpm.

As curvas teórico-experimentais das Figura 5.11, Figura 5.12 e Figura 5.13 referem-se aos ensaios do motor hidráulico com rotação nominal de 5000 rpm. Portanto, para a realização destes experimentos, inicialmente foi ajustada uma vazão no circuito do motor hidráulico através da válvula redutora de vazão na fatia prioritária para manter a rotação em 5000 rpm. De forma semelhante, foi ajustada uma pressão inicial de 7 MPa (70 bar) na linha de suprimento através da válvula de agulha inserida no circuito do motor hidráulico. Neste

sentido, a aquisição de sinais foi realizada alterando-se unicamente a pressão no circuito do motor hidráulico com o auxílio da válvula de agulha.

Pode-se observar na Figura 5.11, que a variação máxima da vazão na curva experimental em relação ao aumento da pressão na linha a montante do motor hidráulico foi igual a 0,5%. Deste modo, percebe-se que o sistema apresentou um desempenho satisfatório frente a variações na carga do circuito com o motor hidráulico. Com relação à curva teórica, observa-se um leve aumento de vazão em função do aumento da pressão na linha a montante do motor hidráulico, porém a máxima diferença em relação à curva experimental foi menor que 1,2%.

Em função do aumento da pressão de carga no circuito do motor hidráulico, definido pelo ajuste da válvula de agulha, ocorreu também um aumento da carga sobre os mancais e componentes móveis do motor hidráulico gerando um aumento do torque de atrito mecânico (T_{am}^{2A1}), e conseqüentemente um aumento do Δp^{2A1} . Na Figura 5.13, observa-se as curvas teórica e experimental do aumento do Δp^{2A1} em relação ao aumento de pressão na linha a montante do motor hidráulico. Desta forma, percebe-se que o modelo representou o sistema real, no que tange a diferença de pressão, com um erro inferior a 2,2%.

Em relação à queda na rotação, observada na Figura 5.12, pode-se perceber que resultou essencialmente da redução do rendimento volumétrico no motor hidráulico, visto que a variação da vazão foi consideravelmente menor. Com relação à curva teórica da queda de rotação, os resultados foram muito próximos do experimental, onde o maior erro foi inferior a 0,5%.

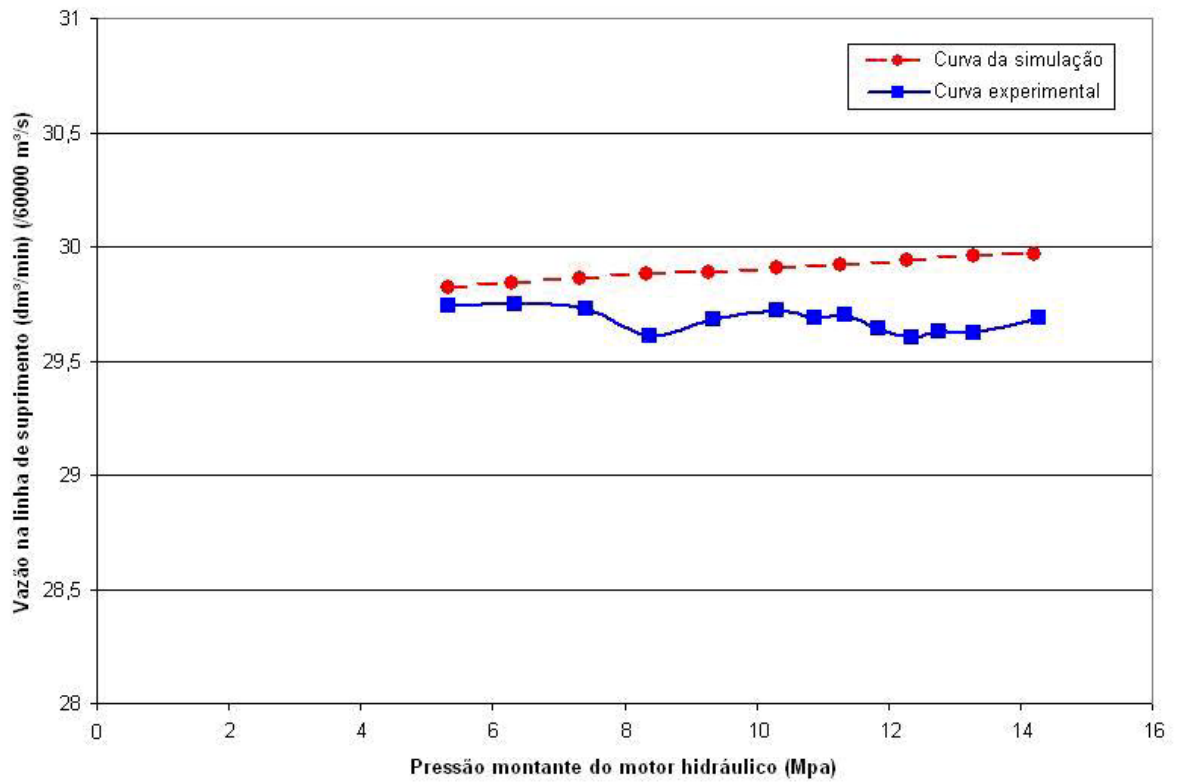


Figura 5.11 – Vazão na linha de suprimento em função da pressão a montante do motor hidráulico com rotação nominal de 5000 rpm.

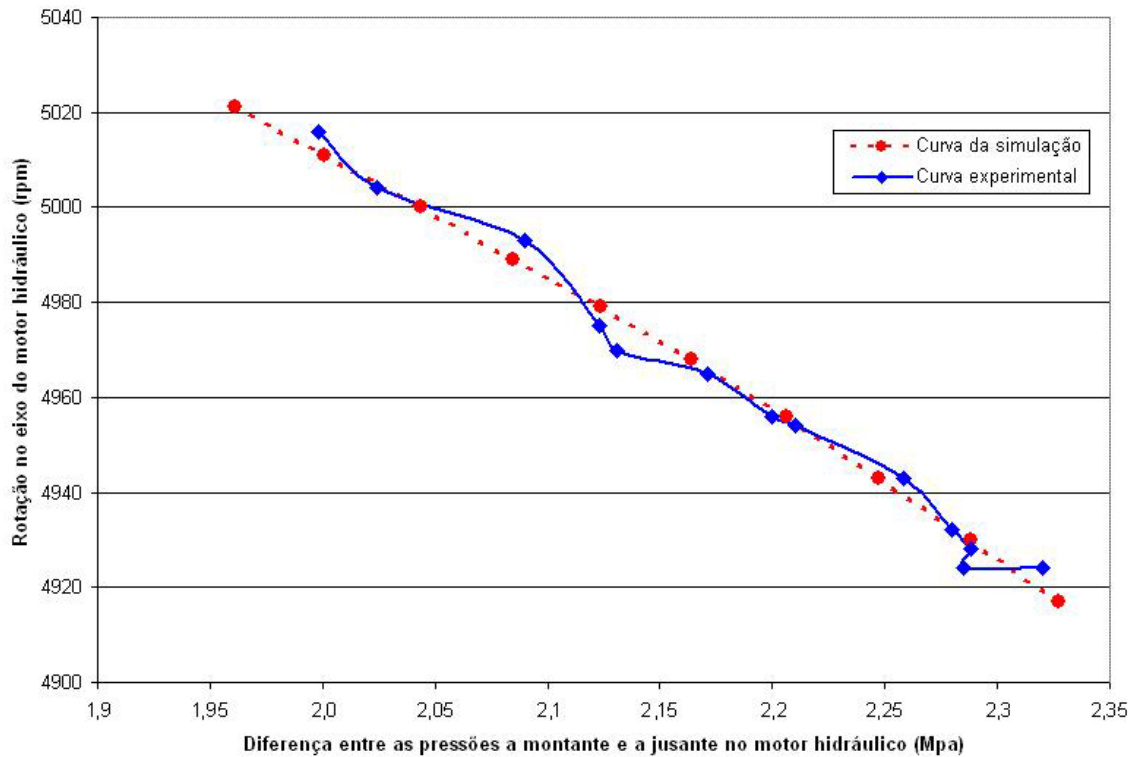


Figura 5.12 – Curva da queda de rotação no eixo do motor hidráulico em função da diferença de pressão entre a entrada e a saída para a rotação nominal de 5000 rpm.

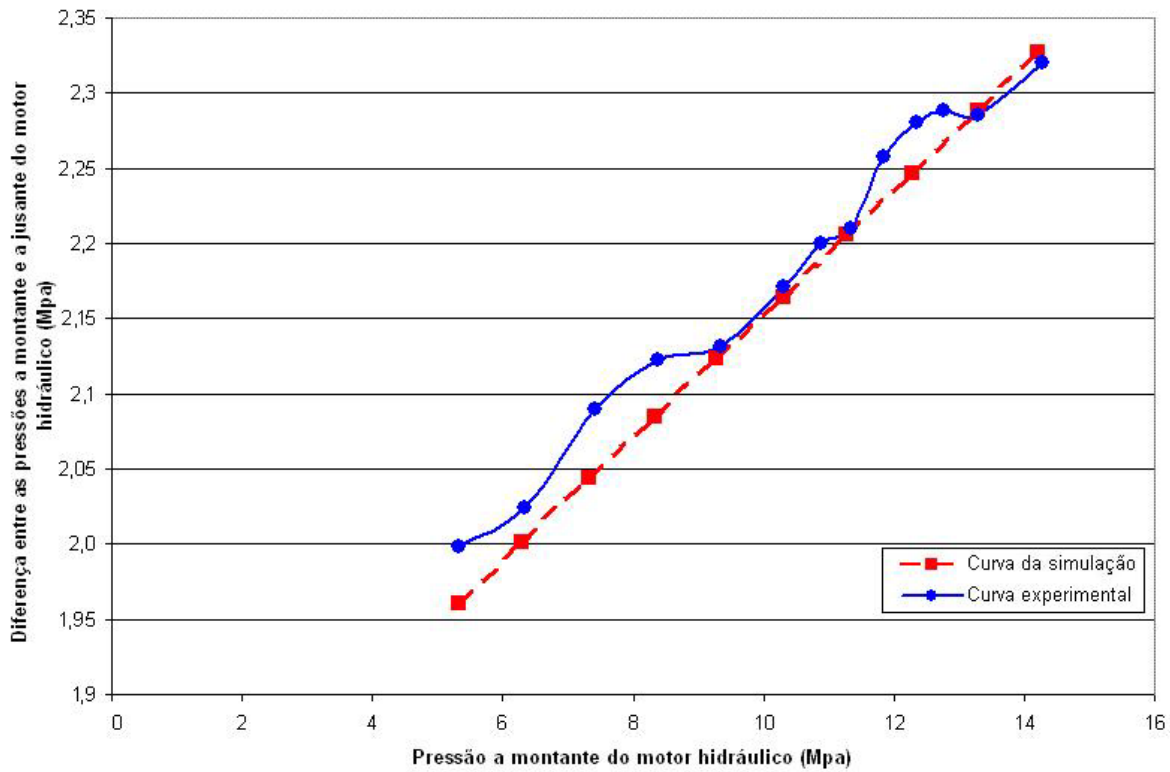


Figura 5.13 – Diferença entre as pressões de entrada e saída do motor hidráulico em relação à pressão a montante com a rotação nominal de 5000 rpm.

As curvas teórico-experimentais das Figura 5.14, Figura 5.15 e Figura 5.16 referem-se aos ensaios do motor hidráulico com rotação nominal de 4500 rpm. Da mesma forma que os ensaios em 5000 rpm, foi ajustada a vazão no circuito do motor hidráulico através da válvula redutora de vazão com a finalidade de manter uma rotação de aproximadamente 4500 rpm. Quanto à pressão para a primeira aquisição, foi ajustada em 7 MPa (70 bar) na linha de suprimento através da válvula de agulha.

Estes ensaios com rotação nominal de 4500 rpm, apresentaram o comportamento semelhante aos resultados dos ensaios em 5000 rpm. Assim, observando-se as diferenças entre curvas teóricas e experimentais, os resultados também foram semelhantes. Desta forma, na curva teórica da vazão na Figura 5.14, o maior erro encontrado em relação à curva experimental foi inferior a 1,2%. Para a curva da queda de rotação na Figura 5.15, a maior diferença comparada ao resultado experimental foi próxima a 0,45%. Em relação às curvas teórica e experimental do $\Delta p^{2.41}$, na Figura 5.16, o maior erro foi de aproximadamente 2,8%.

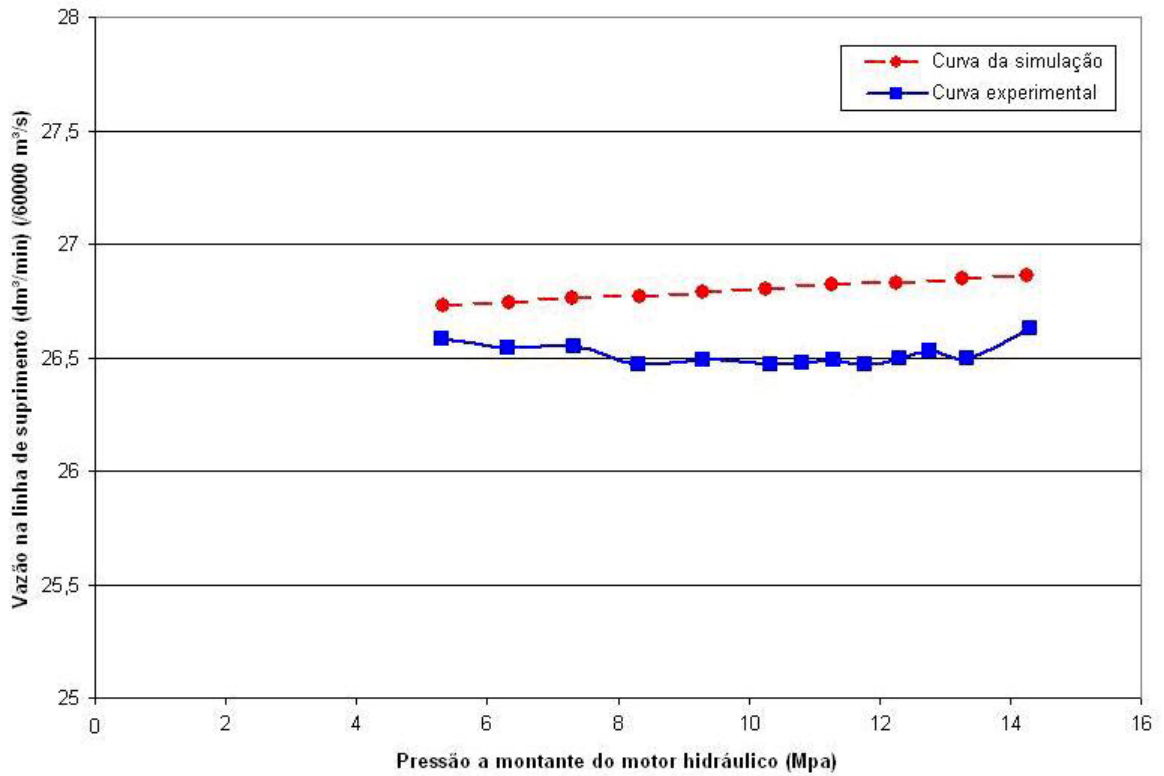


Figura 5.14 - Vazão na linha de suprimento em função da pressão a montante do motor hidráulico com rotação nominal de 4500 rpm.

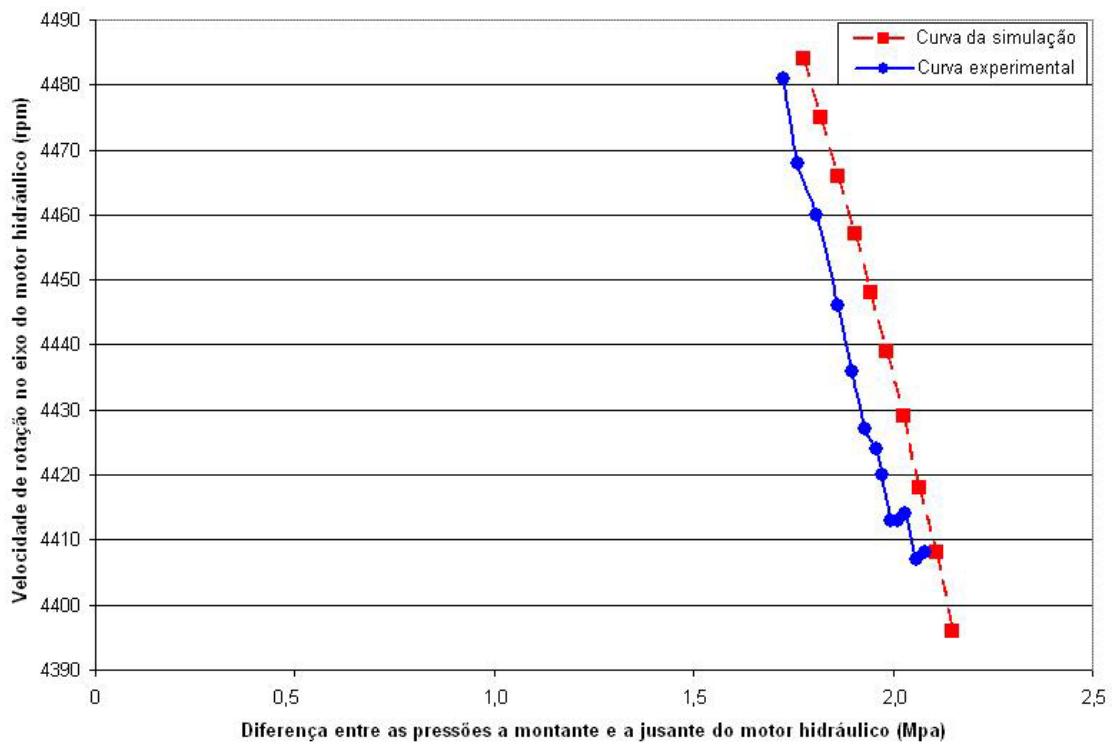


Figura 5.15 – Queda na rotação do eixo do motor hidráulico em função da diferença entre as pressões de entrada e saída com rotação nominal de 4500 rpm.

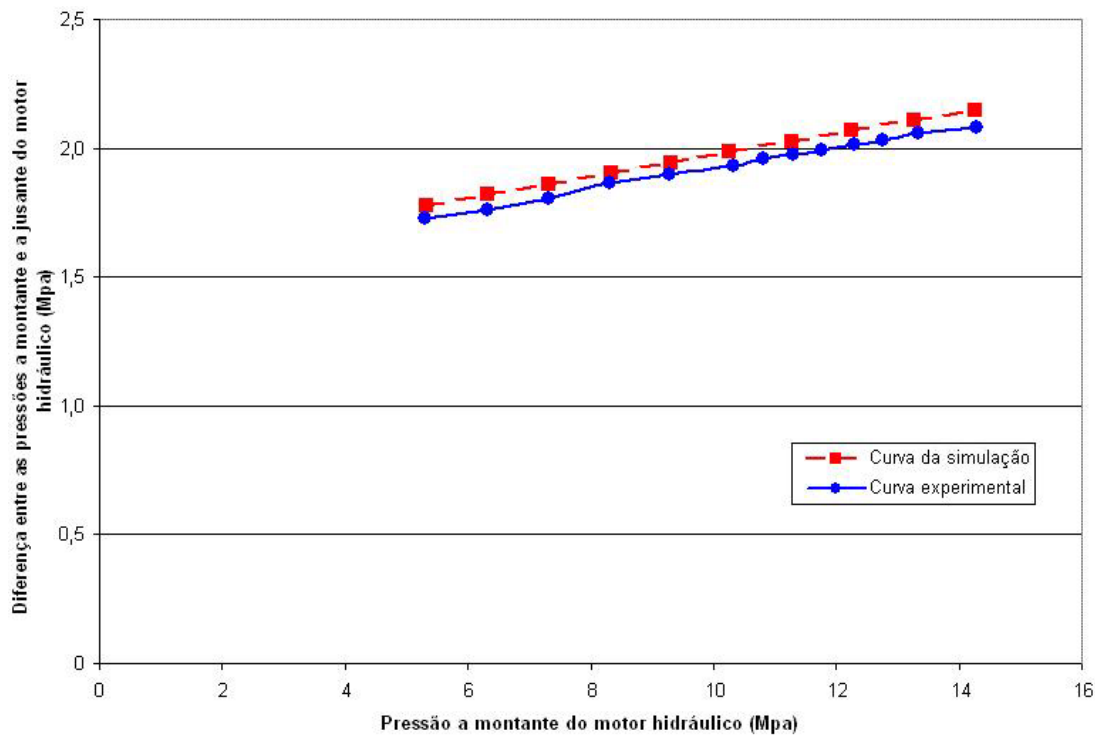


Figura 5.16 - Diferença entre as pressões de entrada e saída do motor hidráulico em relação à pressão a montante com a rotação nominal de 4500 rpm.

As Figura 5.17, Figura 5.18 e Figura 5.19 referem-se às curvas teórico-experimentais relacionadas ao ensaio com o motor hidráulico em regime de rotação nominal de 4000 rpm. O procedimento adotado para a obtenção das curvas experimentais foi o mesmo dos ensaios anteriores.

Na Figura 5.17, nota-se que a partir de um determinado $\Delta p^{2.41}$ a curva experimental não segue uma relação linear, ocorrendo inclusive um aumento de rotação nos últimos três pontos. Este comportamento não-linear da queda de rotação em função do aumento do $\Delta p^{2.41}$ está relacionado com as variações da vazão, que podem ser observadas na curva experimental da Figura 5.19. Neste sentido, foram inseridos os números (1), (2), (3) e (4) nas Figura 5.17 e Figura 5.19 para correlacionar este comportamento.

Neste ensaio, as diferenças entre os resultados teóricos e experimentais chegaram a valores mais expressivos em relação aos ensaios anteriores. A partir da curva experimental na Figura 5.19, percebe-se que as variações de vazão influenciaram diretamente as diferenças entre as curvas teóricas experimentais da queda de rotação e da vazão. Com relação às curvas teórico-experimentais de $\Delta p^{2.41}$ na Figura 5.18, a diferença está relacionada com a simplificação do modelo matemático onde, não foi considerado, entre outras coisas, o torque de atrito constante.

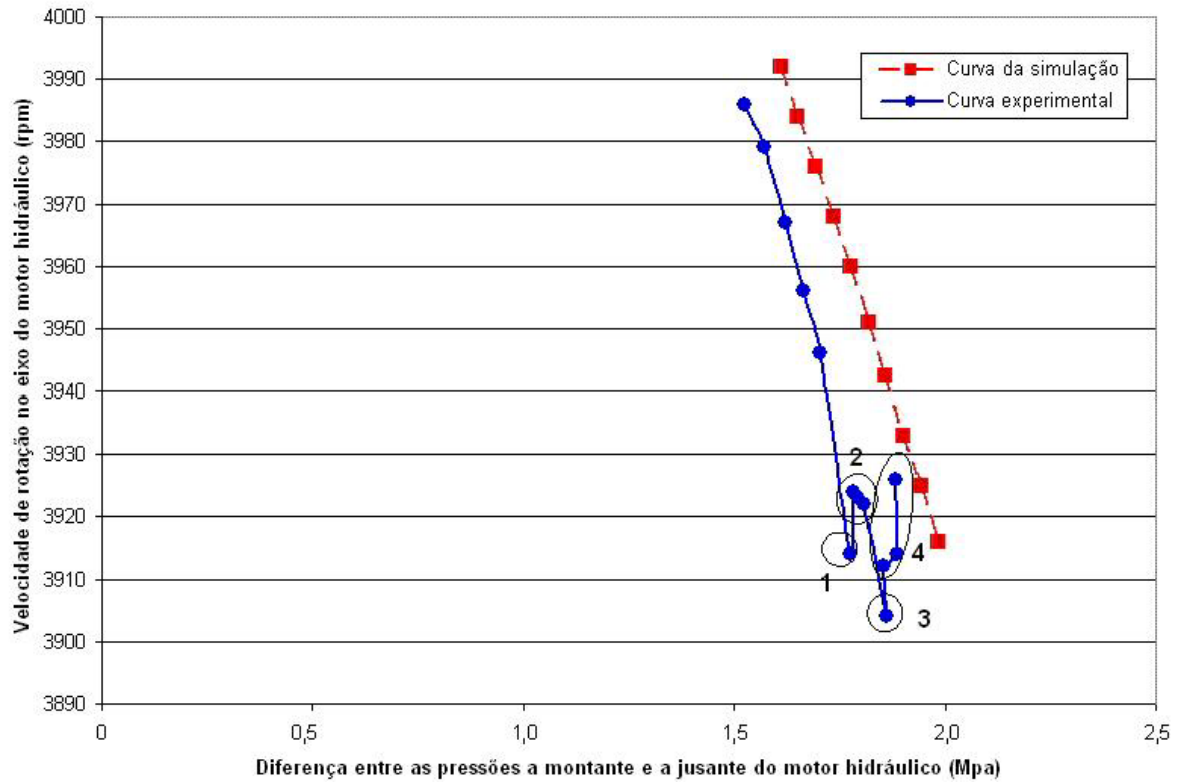


Figura 5.17 - Queda na rotação do eixo do motor hidráulico em função da diferença entre as pressões de entrada e saída com rotação nominal de 4000 rpm.

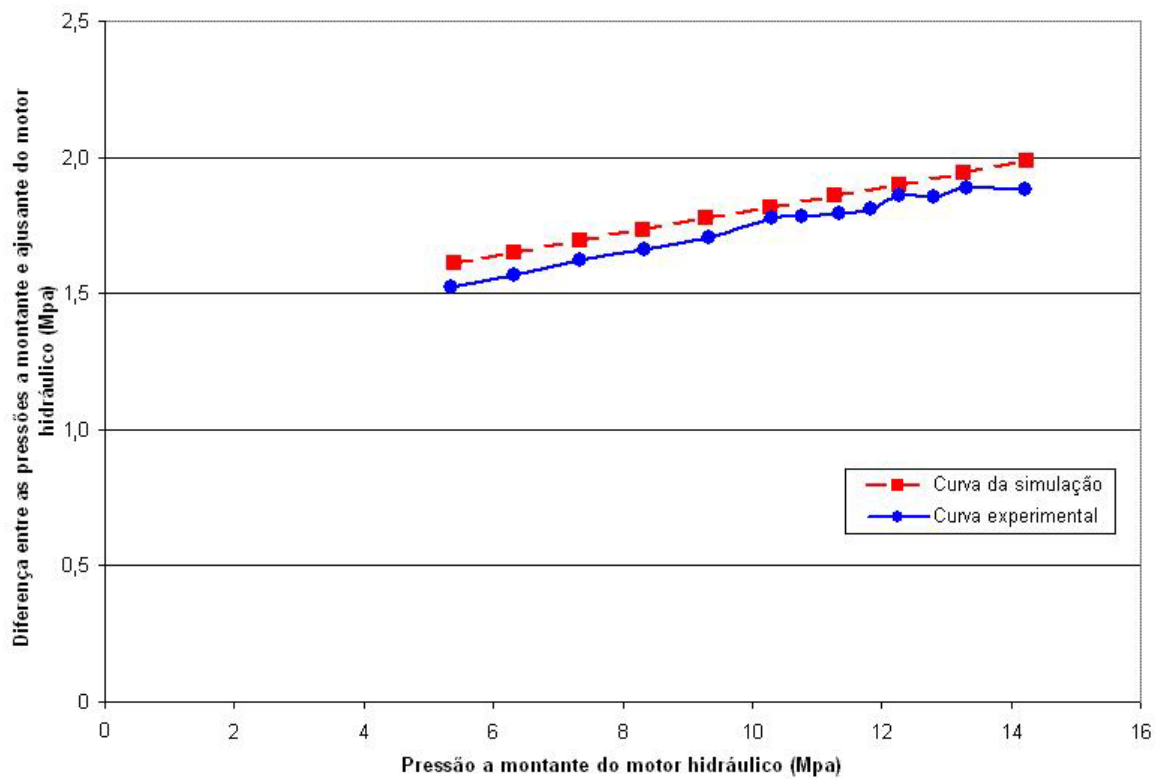


Figura 5.18 - Diferença entre as pressões de entrada e saída do motor hidráulico em relação à pressão a montante com a rotação nominal de 4000 rpm.

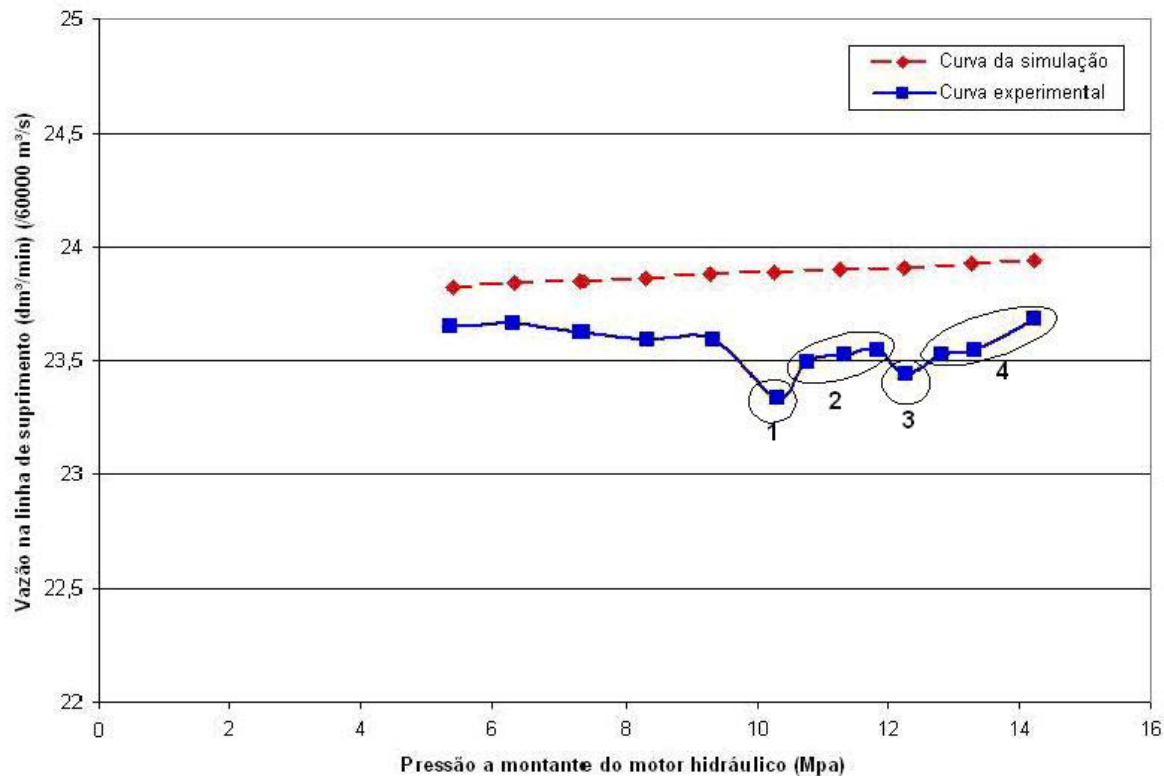


Figura 5.19 - Vazão na linha de suprimento em função da pressão a montante do motor hidráulico com rotação nominal de 4000 rpm.

5.2 Comportamento da rotação do motor hidráulico

Com o objetivo de avaliar a capacidade de manutenção da vazão da fatia com válvula compensadora de pressão de três vias, frente à interferência de outras fatias com válvulas compensadoras de duas vias, realizaram-se os experimentos demonstrados nas Figura 5.22, Figura 5.23 e Figura 5.24.

A seguir é feita uma descrição do procedimento adotado para a realização destes experimentos:

1. Regular a vazão no circuito do motor hidráulico, através da válvula redutora de vazão da fatia prioritária de modo que a rotação no eixo do motor hidráulico mantenha 5000 rpm em regime permanente;
2. Regular a pressão em 13 MPa (130 bar), através da válvula de agulha, na linha a montante do motor hidráulico;
3. Regular a vazão pré-definida para a fatia com válvula compensadora de pressão de duas vias sem o acionamento da fatia prioritária;
4. Com somente a fatia com válvula compensadora de pressão de duas vias acionada, regular uma pressão na linha de suprimento através do aumento da perda de carga na válvula redutora de vazão (3V6) da Figura 3.2;

5. Colocar o motor hidráulico em operação através do acionamento da válvula direcional na fatia prioritária;
6. Após o motor hidráulico entrar em regime permanente, acionar a válvula direcional (3V4) da fatia com válvula compensadora de pressão de duas vias (3Z1), representada na Figura 3.2;
7. Fazer a captura dos dados a serem analisados.

Conforme o procedimento descrito acima, o motor hidráulico foi ajustado para as condições de operação definidas em função das informações fornecidas pela empresa Bosch Rexroth. Estas condições caracterizam o regime de operação de plantadoras pneumáticas que utilizam este tipo de motor hidráulico. Em relação à segunda fatia utilizada nestes experimentos, foram definidas as vazões de 30 dm³/min, 45 dm³/min, 60 dm³/min, 75 dm³/min e 85 dm³/min, e as pressões na linha de suprimento variando de 5 Mpa (50 bar) a 16 MPa (160 bar), visando abranger o maior número de aplicações possíveis.

A seguir é mostrado novamente, na Figura 5.20, o sistema hidráulico com bomba de deslocamento variável, com a finalidade de facilitar o entendimento a respeito do procedimento descrito acima. Neste sentido, as três fatias são indicadas na figura através da simbologia adotada para os compensadores de pressão. Logo, a fatia com válvula compensadora de pressão de três vias está definida como Q4, da mesma forma as fatias com válvulas compensadoras de pressão de duas vias são definidas como Q3.

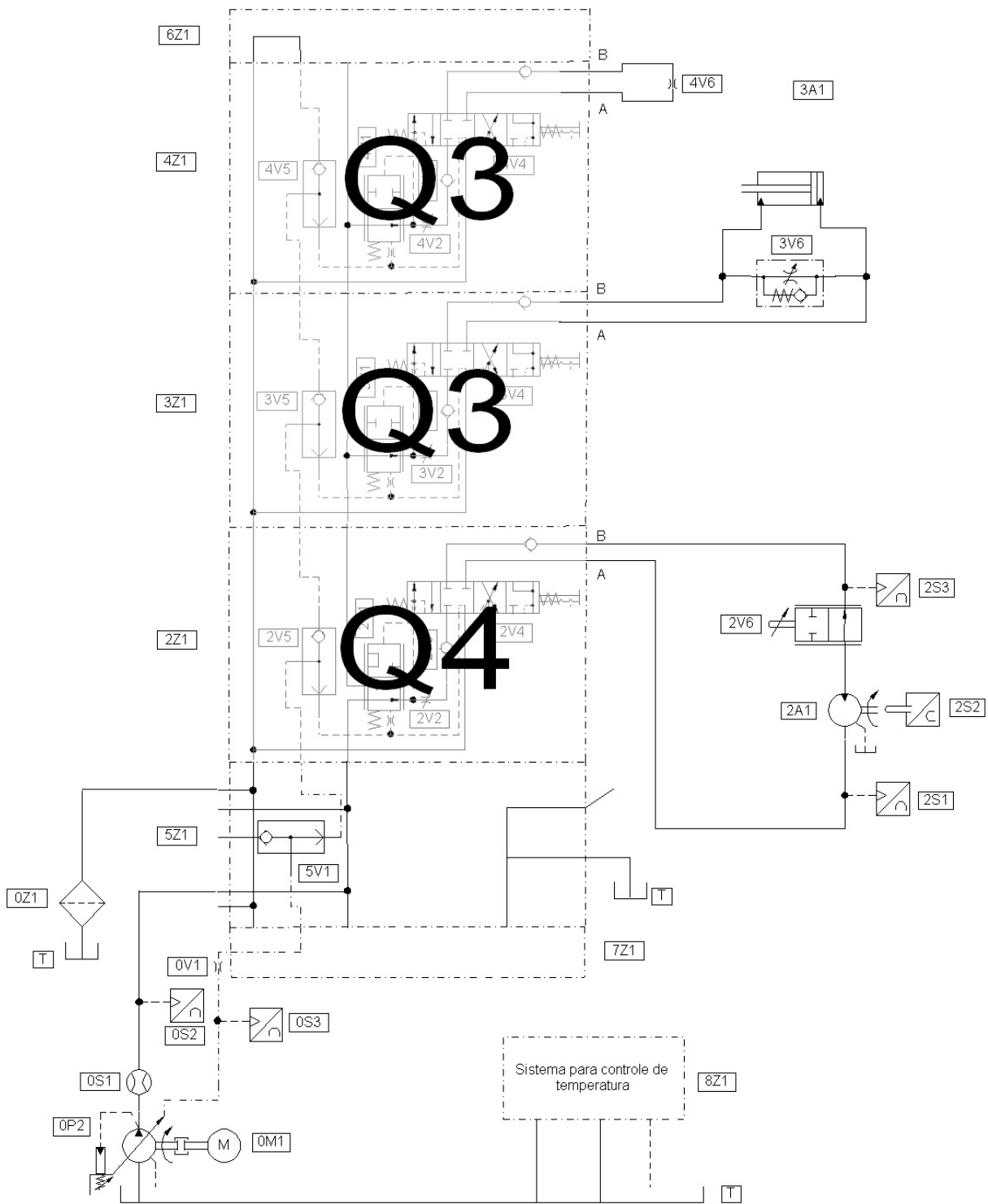


Figura 5.20 - Sistema hidráulico com bomba de deslocamento variável.

Para um melhor entendimento a respeito do comportamento das curvas experimentais foi inserida a Figura 5.21 com a vista em corte da válvula controladora de vazão de três vias onde estão em destaque os orifícios de controle no êmbolo. Assim, como mencionado no item 4.3.3 , o número (1) indica o orifício que controla o escoamento do fluido para a válvula redutora de vazão e posteriormente para o circuito do motor hidráulico. O número (2) é o orifício que controla o escoamento do fluido para as fatias subseqüentes, e o número (3) é

o orifício de saída do fluido do interior da válvula compensadora de três vias para as fatias subsequentes, no qual foi modelada uma força de escoamento.

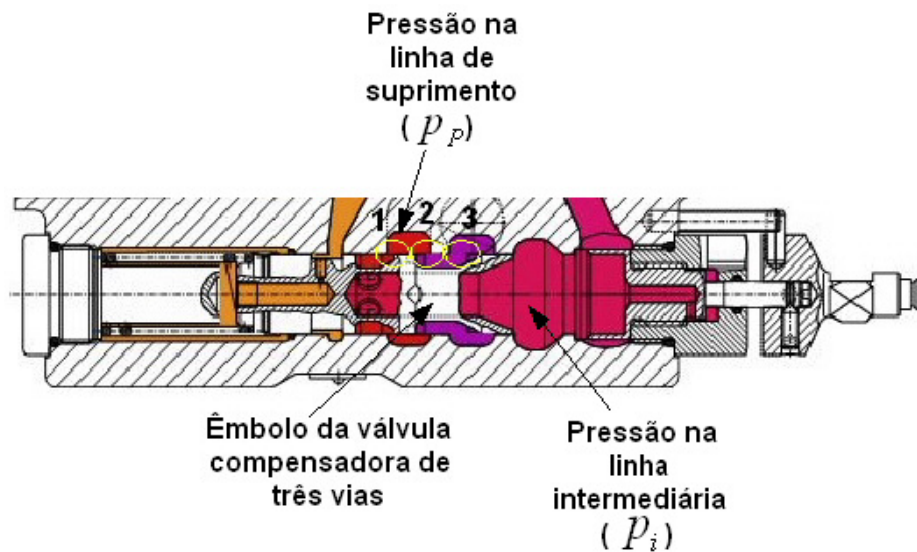


Figura 5.21 – Vista em corte da válvula controladora de pressão de três vias.

Vale ressaltar que este sistema hidráulico operando com a carga apenas na fatia Q4 para a condição de 5000 rpm no eixo do motor hidráulico, possui uma diferença entre a pressão na linha de suprimento e a pressão após a válvula direcional (na via A), aproximadamente de 1,7 MPa (17 bar). Desta forma, quando a pressão a montante do motor hidráulico situa-se em 13 MPa (130 bar), a pressão na linha de suprimento é aproximadamente 14,7 MPa (147 bar). Quanto aos valores de vazão definidos na legenda das Figura 5.22, Figura 5.23 e Figura 5.24, referem-se às vazões pré-ajustadas da fatia com válvula compensadora de pressão de duas vias (Q3).

Na Figura 5.22, observa-se as curvas teórico-experimentais da diferença de pressão na linha de suprimento com a interferência da fatia com válvula compensadora de pressão de duas vias (Q3). Neste sentido, o valor zero no eixo das ordenadas refere-se à pressão na linha de suprimento quando somente o circuito do motor hidráulico está em operação, ou seja, a pressão na linha de suprimento corresponde aproximadamente a 14,7 MPa.

Pode-se observar nesta figura que as curvas da diferença de pressão na linha de suprimento (δp_p) para as vazões de 30 dm³/min, 45 dm³/min e 60 dm³/min apresentaram duas etapas distintas. Na primeira etapa o valor da queda de pressão na linha de suprimento em função do aumento da carga na fatia Q3, permanece praticamente constante para cada nível de vazão pré-ajustado na fatia Q3. Desta forma, até o valor de pressão de 14,5 MPa, o sinal na linha de pilotagem da bomba é oriundo do circuito com válvula compensadora de três vias (Q4).

Na segunda etapa das curvas experimentais, ocorreu um aumento na pressão da linha de suprimento relacionado com o aumento da carga na fatia com a válvula compensadora de duas vias (Q3). A partir do início desta segunda etapa, o sinal de pressão na linha

de pilotagem da bomba passou a ser determinado pela carga da fatia com a válvula compensadora de duas vias (Q3).

Nas curvas referentes aos ensaios de 75 dm³/min e 85 dm³/min, a diferença de pressão na linha de suprimento não apresentou o comportamento semelhante ao comportamento das curvas anteriores com relação à segunda etapa. Desta forma, pode-se observar na figura que as curvas de 75 dm³/min e 85 dm³/min apresentaram pequenas variações na queda de pressão na segunda etapa. Portanto, prevaleceu na linha de pilotagem da bomba o sinal de pressão procedente do circuito do motor hidráulico. Este comportamento ocorreu devido à perda de carga mais significativa no orifício de controle indicado pelo número (2) da Figura 5.21.

Com relação às curvas teóricas das diferenças de pressões pode-se perceber que descreveram o comportamento experimental da diferença de pressão na linha de suprimento. As curvas teóricas de 75 dm³/min e 85 dm³/min apresentaram maiores diferenças em relação às curvas experimentais.

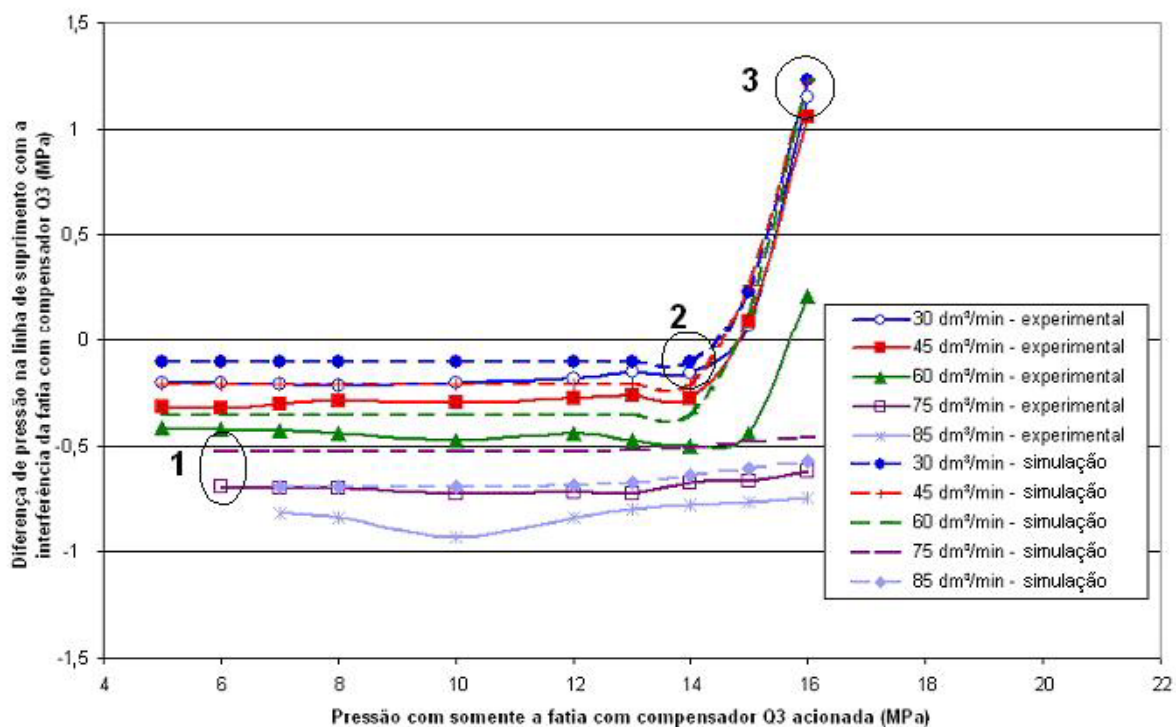


Figura 5.22 – Diferença de pressão na linha de suprimento com o acionamento da Q3 com a Q4 em operação.

Na Figura 5.23, observa-se as curvas teórico-experimentais da diferença de rotação que ocorre no eixo do motor hidráulico quando a fatia com a válvula compensadora de duas vias (Q3) é acionada. Neste sentido, o valor zero na escala, definido no eixo das ordenadas, indica a rotação nominal (5000 rpm) do motor hidráulico antes do acionamento da segunda fatia. Em relação à escala no eixo das abscissas, refere-se aos níveis de pressão na linha

de suprimento, no momento de pré-ajuste da carga no circuito da fatia com válvula compensadora de duas vias (Q3). Da mesma forma que a figura anterior, cada curva refere-se a uma vazão pré-ajustada na fatia Q3.

Neste sentido, observando-se as curvas experimentais da diferença de rotação no motor hidráulico para as vazões de 30 dm³/min, 45 dm³/min e 60 dm³/min na Figura 5.23, percebe-se que apresentaram um comportamento muito próximo ao comportamento das curvas de queda de pressão da Figura 5.22. Logo, na primeira etapa, a queda de rotação manteve-se praticamente constante em relação ao aumento da carga no circuito da fatia com válvula compensadora de duas vias. Este comportamento permaneceu até a pressão na linha de suprimento atingir aproximadamente 14,5 MPa.

Na segunda etapa das curvas de queda de rotação, o comportamento não foi diferente em relação às curvas da queda de pressão. Desta forma, as diferenças foram reduzindo e atingiram valores positivos para as curvas de 30 dm³/min e 45 dm³/min. De forma semelhante, nas curvas experimentais para as vazões de 75 dm³/min e 85 dm³/min, não ocorreram variações acentuadas de rotação em relação ao aumento na carga da fatia com a válvula compensadora de pressão de duas vias.

Com relação às curvas teóricas da Figura 5.23, percebe-se que descreveram o comportamento experimental das diferenças de rotação no eixo do motor hidráulico. As diferenças mais acentuadas entre os resultados experimentais e o modelo, são percebidas nas curvas das vazões de 30 dm³/min e 85 dm³/min.

A partir das observações realizadas a respeito das curvas teórico-experimentais, devem-se fazer algumas considerações. Como descrito anteriormente, foi considerada uma força de escoamento em função da geometria do orifício indicado pelo número (3) na Figura 5.21. Esta força de escoamento foi inserida no submodelo (G) da Figura 4.22.

Quando é acionada uma fatia Q3 simultaneamente com a fatia Q4, no modelo matemático surge uma componente adicional da força de escoamento com sentido oposto a força de mola do compensador de três vias. Esta força tende a reduzir a área de passagem do fluido para o circuito do motor hidráulico. Desta forma, cai a pressão na linha a montante da válvula redutora de vazão, reduzindo a vazão e, por consequência, a velocidade de rotação no eixo do motor hidráulico. Conseqüentemente as quedas de pressão na linha de suprimento observadas na Figura 5.22 também são oriundas deste comportamento.

Com relação às diferenças entre as curvas teóricas e experimentais mostradas nas Figura 5.22, Figura 5.23 e Figura 5.24, estas se devem as seguintes simplificações adotadas no modelo matemático:

- Para a força de escoamento do modelo foi adotado um ângulo constante do vetor velocidade;
- Também foram desconsideradas forças de escoamento nos orifícios (1) e (2) da válvula da Figura 5.21;

- Os orifícios de controle existentes no êmbolo da válvula compensadora de três vias apresentam uma geometria triangular. No modelo matemático foi utilizada uma geometria retangular, definida em função de uma aproximação dos valores das áreas nas condições de operação da válvula compensadora de três vias.

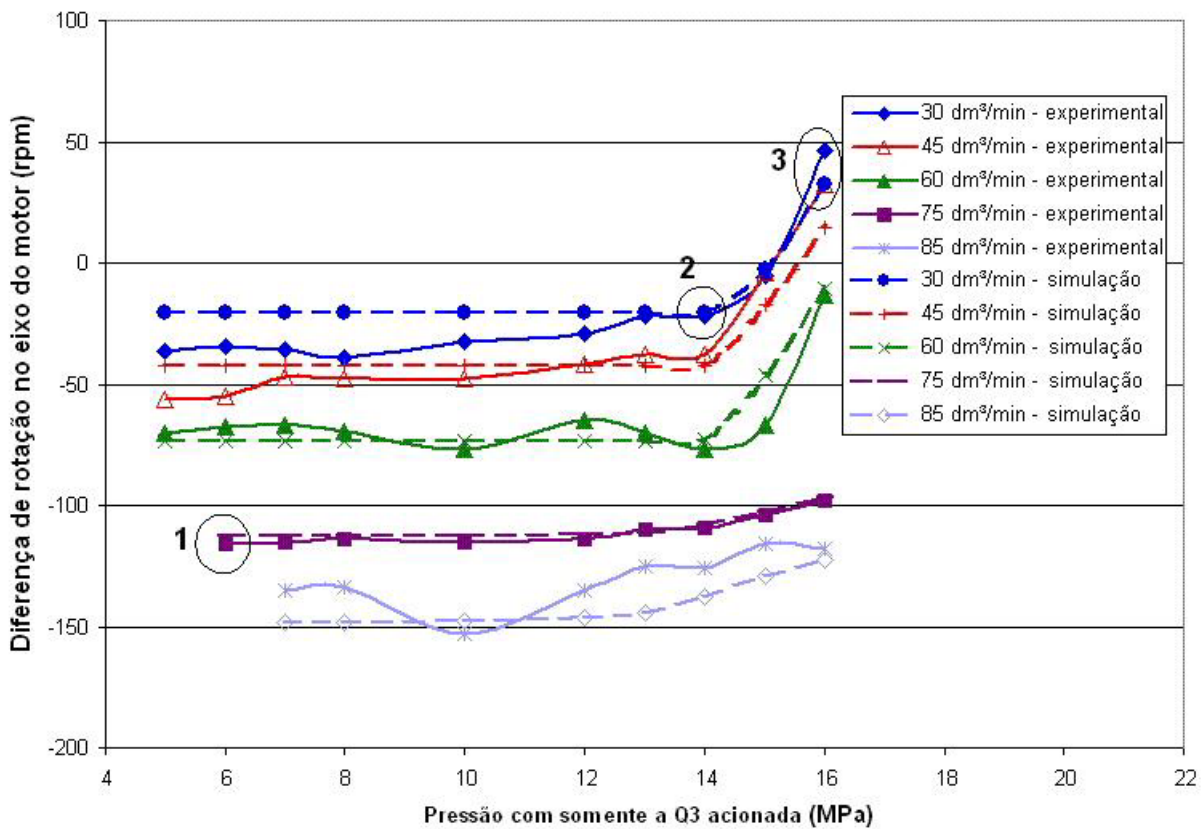


Figura 5.23 – Diferença de rotação no eixo do motor hidráulico com interferência da fatia com válvula compensadora Q3 em diferentes regimes de vazão e pressão.

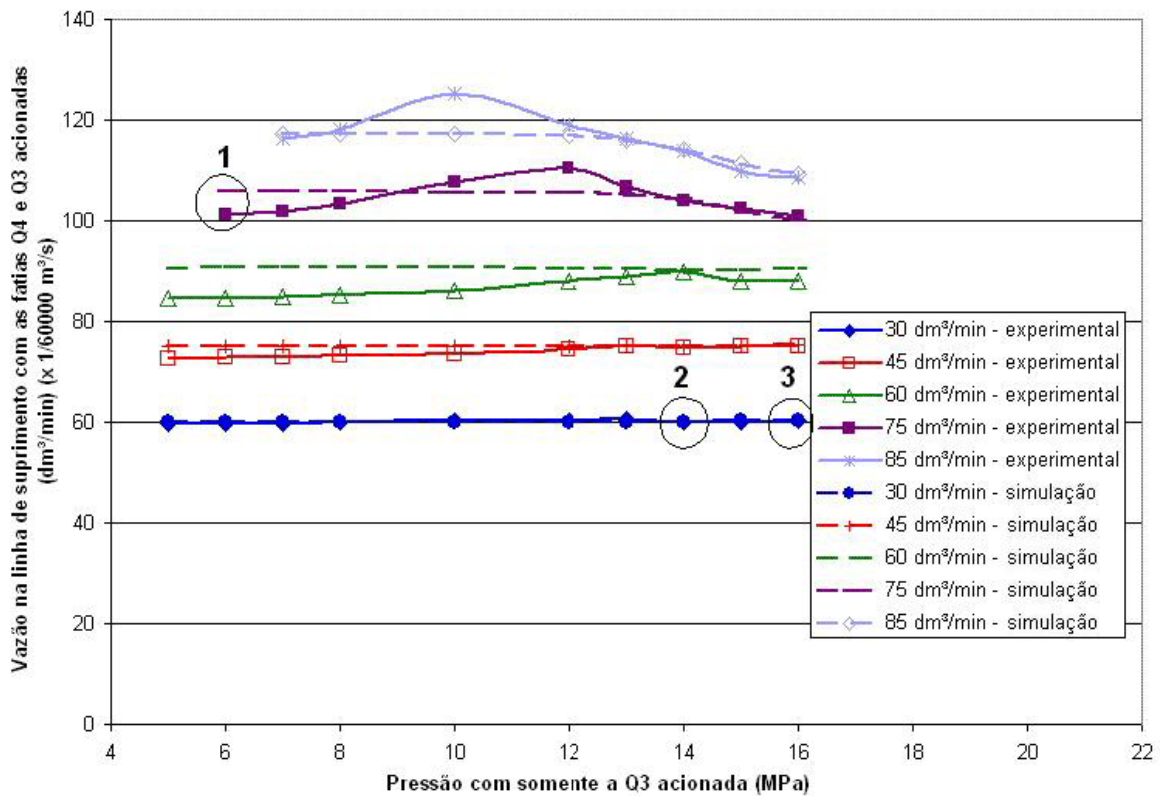


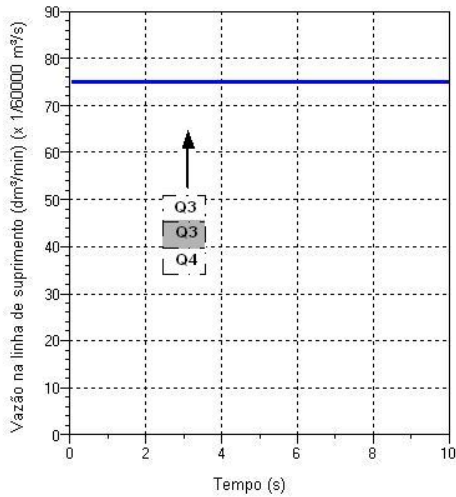
Figura 5.24 - Vazão na linha de suprimento com a fatia com válvula compensadora Q4 e a fatia com válvula compensadora Q3 acionadas.

A seguir são apresentadas as curvas teórico-experimentais referentes a três ensaios realizados conforme o procedimento descrito no início desta seção, com o objetivo de demonstrar como foram obtidos os resultados apresentados nas Figura 5.22, Figura 5.23 e Figura 5.24. Para indicar em cada segmento das curvas quais as válvulas direcionais que estão acionadas, foi adotada uma simbologia com base na Figura 5.20. Desta forma, os blocos que estão sombreados indicam as válvulas direcionais que estão acionadas no segmento da curva indicado pela seta.

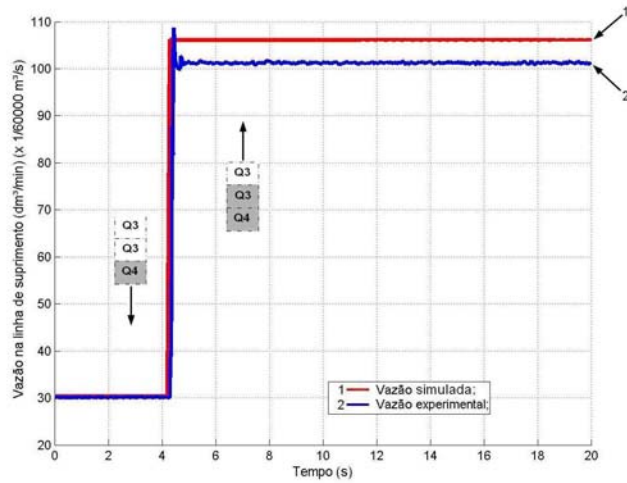
No ensaio mostrado na Figura 5.25, a válvula com compensador de vazão de duas vias (Q3) foi pré-ajustada para operar com uma vazão de 75 dm^3/min e uma pressão de 6 MPa na linha de suprimento conforme pode ser visto nas curvas teóricas das Figura 5.25a e Figura 5.25c. Na segunda aquisição de sinais deste ensaio, inicialmente encontra-se em operação a válvula com compensador de pressão de três vias (Q4), o qual está operando com uma vazão de 30 dm^3/min (5000 rpm no eixo do motor hidráulico) e uma pressão de 14,7 MPa na linha de suprimento, como pode-se observar nas Figura 5.25b e Figura 5.25d. No instante de tempo igual a 4,2 segundos desta aquisição, a válvula Q3 é acionada.

A partir da curva da vazão na Figura 5.25b, obteve-se a vazão total na linha de suprimento quando as duas fatias estão acionadas sob as condições pré-ajustadas. Este valor de vazão foi inserido no gráfico da Figura 5.24, o qual se encontra indicado pelo número (1). Através da curva da pressão na linha de suprimento, na Figura 5.25d, obteve-se o valor da

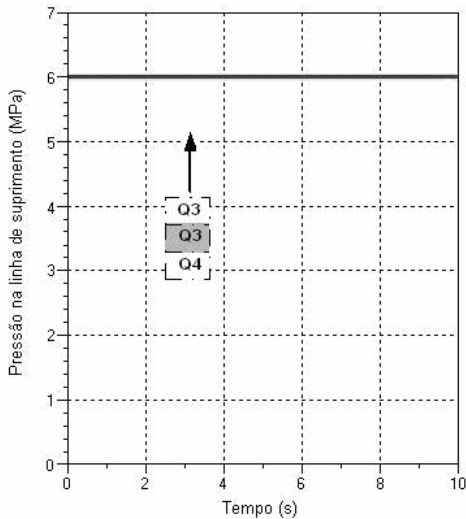
queda de pressão na linha de suprimento no momento em que a válvula Q3 foi acionada. O valor obtido foi inserido na Figura 5.22 e está indicado pelo número (1). Finalmente, a queda de rotação indicada pelo número (1) na Figura 5.23, foi obtida através da diferença entre a rotação no eixo do motor hidráulico antes e após o acionamento da válvula Q3, conforme a curva da Figura 5.25e.



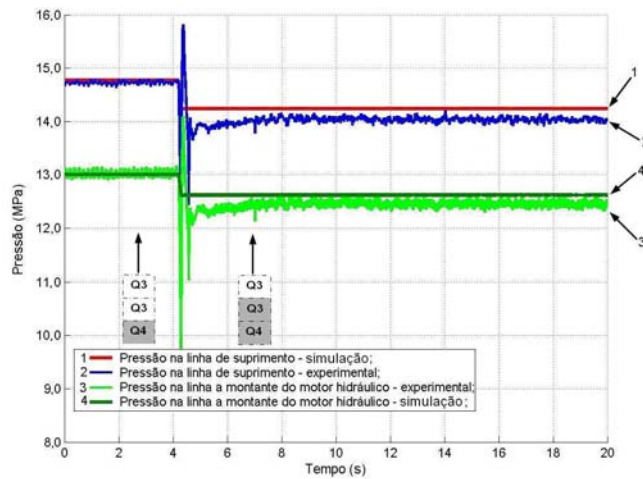
a) Vazão ajustada na linha de suprimento para a Q3.



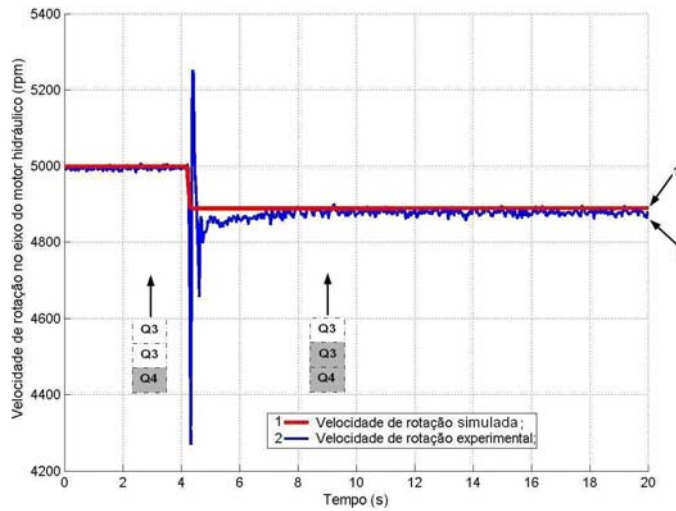
b) Vazão na linha de suprimento com duas válvulas acionadas.



c) Pressão ajustada na linha de suprimento para a Q3.



d) Pressão na linha de suprimento com duas válvulas acionadas.

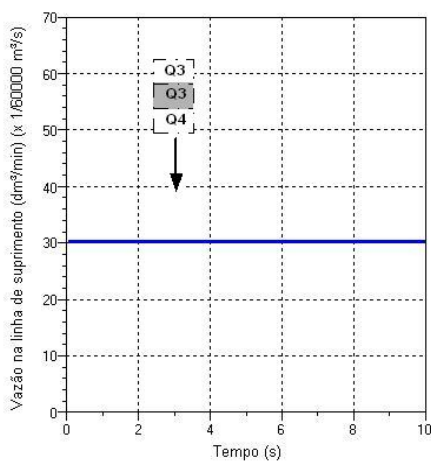


e) Queda na rotação do eixo com o acionamento da Q3.

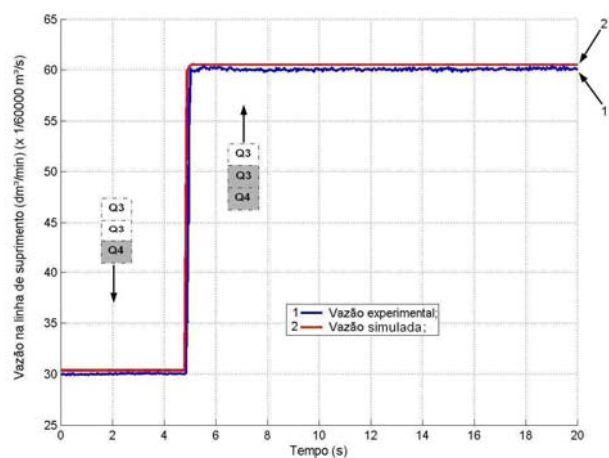
Figura 5.25 – Ensaio com a Q3 pré-ajustada para uma vazão de 75 dm³/min e a pressão de 6 MPa na linha de suprimento.

Os pontos indicados pelos números (2) e (3) nas Figura 5.22, Figura 5.23 e Figura 5.24 referem-se respectivamente aos ensaios mostrados nas Figura 5.26 e Figura 5.27. No ensaio da Figura 5.26, pode-se observar que a fatia com válvula compensadora de pressão de duas vias (Q3) foi pré-ajustada para uma vazão de 30 dm³/min (Figura 5.26a) e uma pressão de 14 MPa (Figura 5.26c) na linha de suprimento.

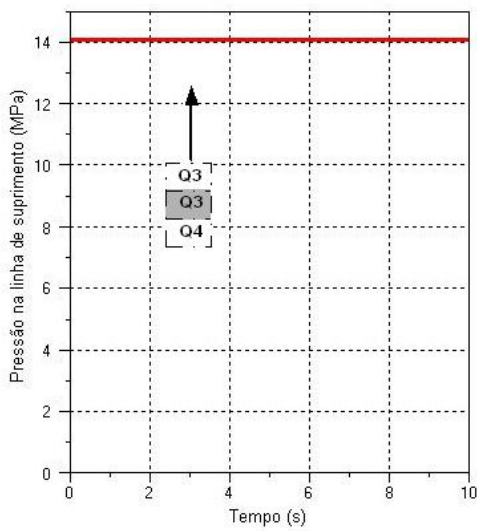
No ensaio mostrado na Figura 5.27, a condição de vazão pré-ajustada na Q3 foi mantida, porém a condição de carga pré-ajustada passou a pressão na linha de suprimento para 16 MPa (Figura 5.27c). Neste sentido, pode-se observar na Figura 5.27d que após o acionamento da fatia Q3 a pressão de suprimento passou para 159 bar. Isto ocorreu em função da maior pressão de carga na Q3 em relação a Q4, conseqüentemente a pressão na linha de pilotagem resulta da pressão de carga na fatia Q3.



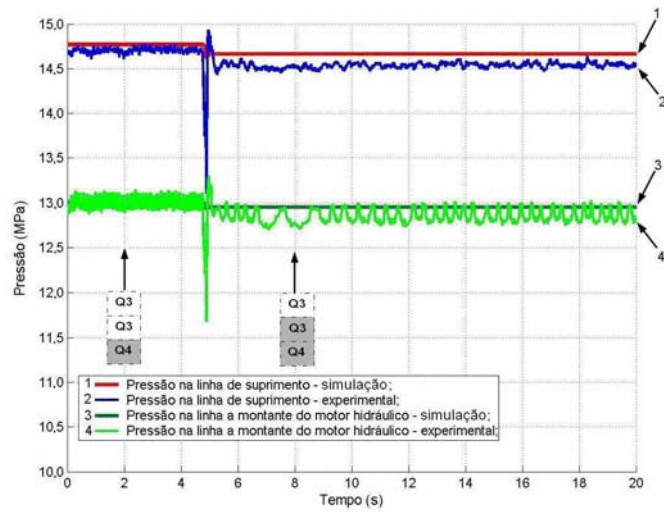
a) Vazão ajustada na linha de suprimento para a Q3.



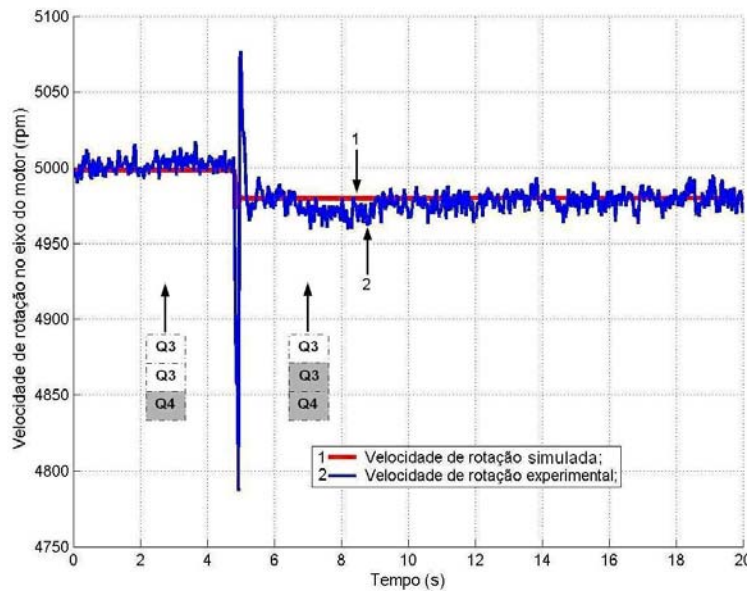
b) Vazão na linha de suprimento com duas válvulas acionadas.



c) Pressão ajustada na linha de suprimento para a Q3.

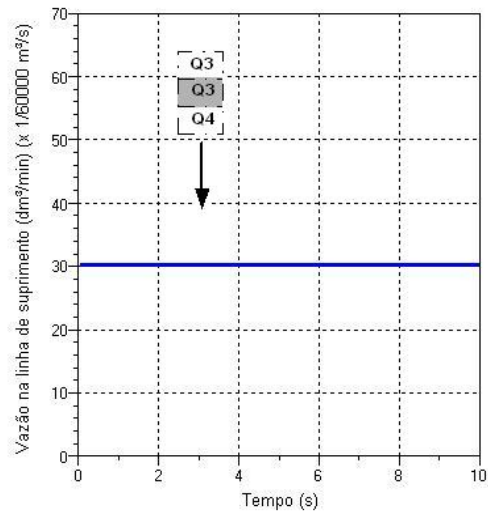


d) Pressão na linha de suprimento com duas válvulas acionadas.

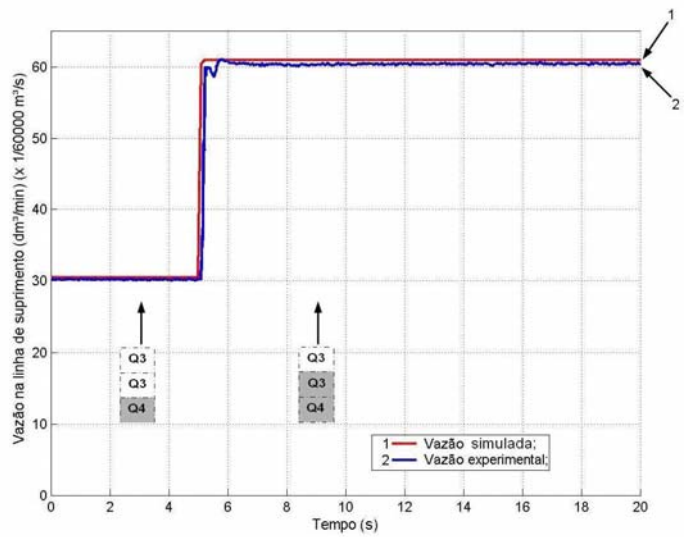


e) Queda na rotação do eixo com o acionamento da Q3.

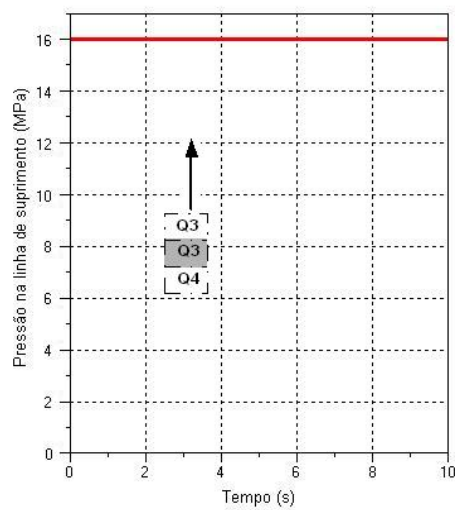
Figura 5.26 - Ensaio com a Q3 pré-ajustada para uma vazão de 30 dm³/min e a pressão de 14 MPa na linha de suprimento.



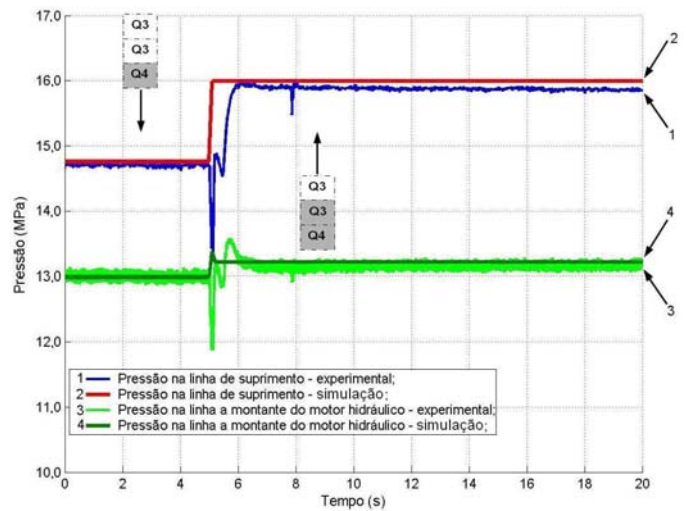
a) Vazão ajustada na linha de suprimento para a Q3.



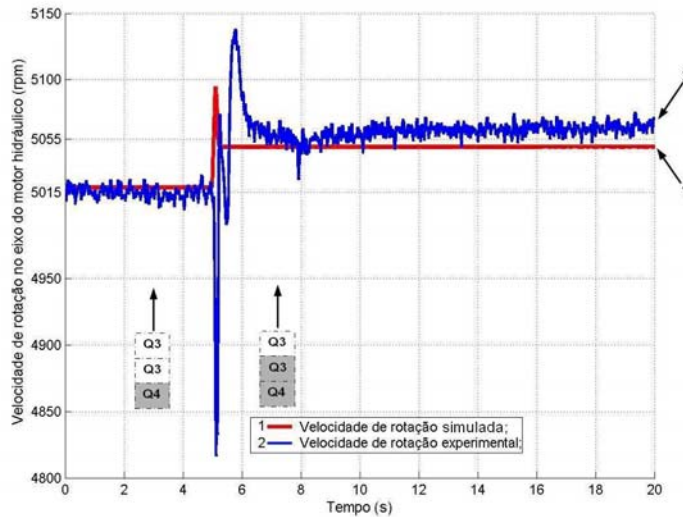
b) Vazão na linha de suprimento com duas válvulas acionadas.



c) Pressão ajustada na linha de suprimento para a Q3.



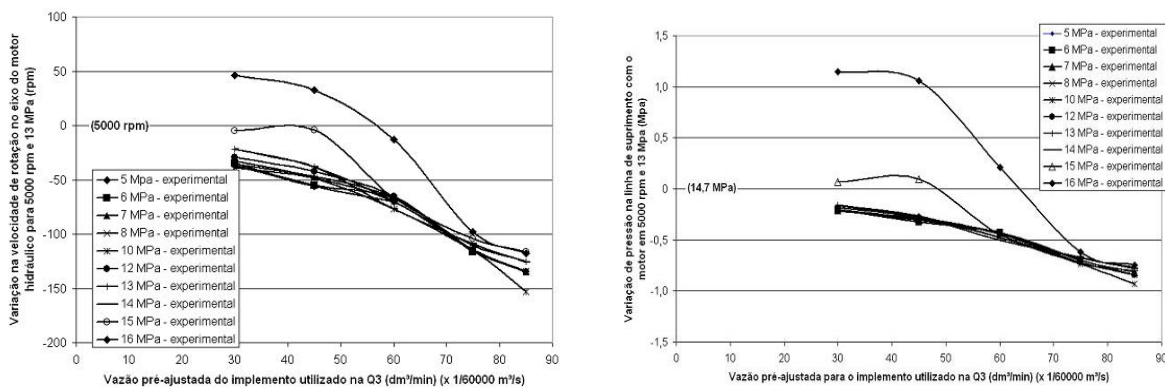
d) Pressão na linha de suprimento com duas válvulas acionadas.



e) Queda na rotação do eixo com o acionamento da Q3.

Figura 5.27 – Ensaio com a Q3 pré-ajustada para uma vazão de 30 dm³/min e a pressão de 16 MPa na linha de suprimento.

A partir das curvas experimentais das Figura 5.22 e Figura 5.23, foram geradas respectivamente as curvas das Figura 5.28a e Figura 5.28b. Porém para esta nova configuração, cada curva refere-se ao mesmo valor de pressão de suprimento pré-ajustada em função da carga na fatia com válvula compensadora de duas vias. Consequentemente, o eixo das abscissas define a vazão pré-ajustada na fatia com válvula compensadora de duas vias (Q3).



a) Variação da velocidade de rotação no eixo do motor hidráulico.

b) Variação da pressão na linha de suprimento.

Figura 5.28 – Variações de pressão na linha de suprimento e de rotação no eixo do motor hidráulico em função da interferência da Q3 para o regime de 5000 rpm e 13 MPa.

Como se pode perceber nas Figura 5.28a e Figura 5.28b, as curvas que definem as maiores quedas tanto de rotação no eixo do motor hidráulico quanto de pressão na linha de suprimento encontram-se muito próximas. Desta forma, construíram-se novas curvas a partir dos pontos que apresentam maiores quedas para cada nível de vazão pré-ajustada na fatia

com válvula compensadora de duas vias, as quais são apresentadas nas Figura 5.29 e Figura 5.30.

Neste sentido, fazendo uso da curva na Figura 5.29 pode-se verificar qual é a máxima queda de pressão na linha de suprimento que um implemento que necessita de uma determinada vazão de operação pode causar quando acionado durante o regime de operação do motor hidráulico. Do mesmo modo, através da curva da Figura 5.30, pode-se definir a maior queda de rotação no eixo do motor hidráulico em função do acionamento de outro implemento simultaneamente com o motor hidráulico. Estes pontos foram escolhidos, pois representam as quedas, tanto em pressão quanto em vazão, mais significativas, logo podem ser as mais prejudiciais para o desempenho de uma plantadora.

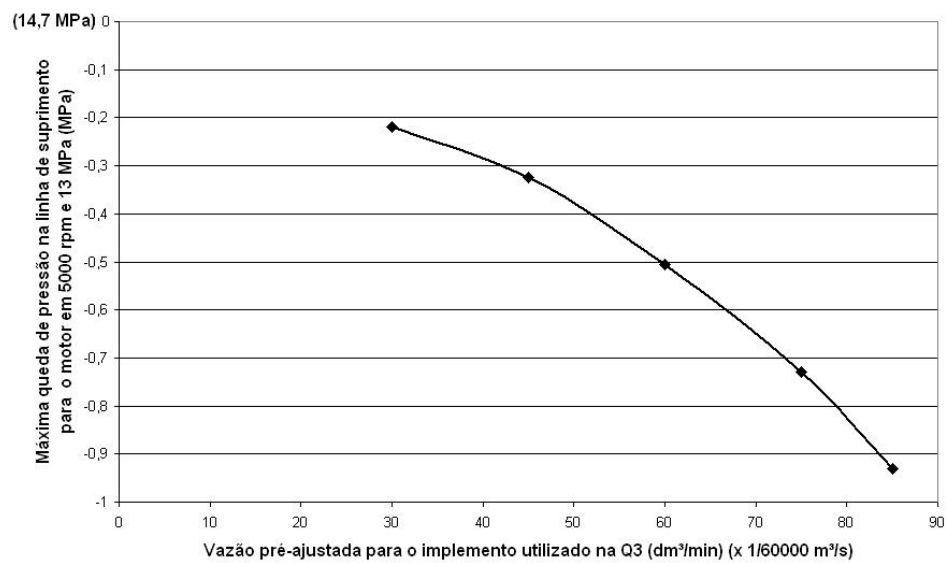


Figura 5.29 – Curva experimental da máxima queda de pressão na linha de suprimento em função da interferência da Q3 para o regime de 5000 rpm do motor hidráulico.

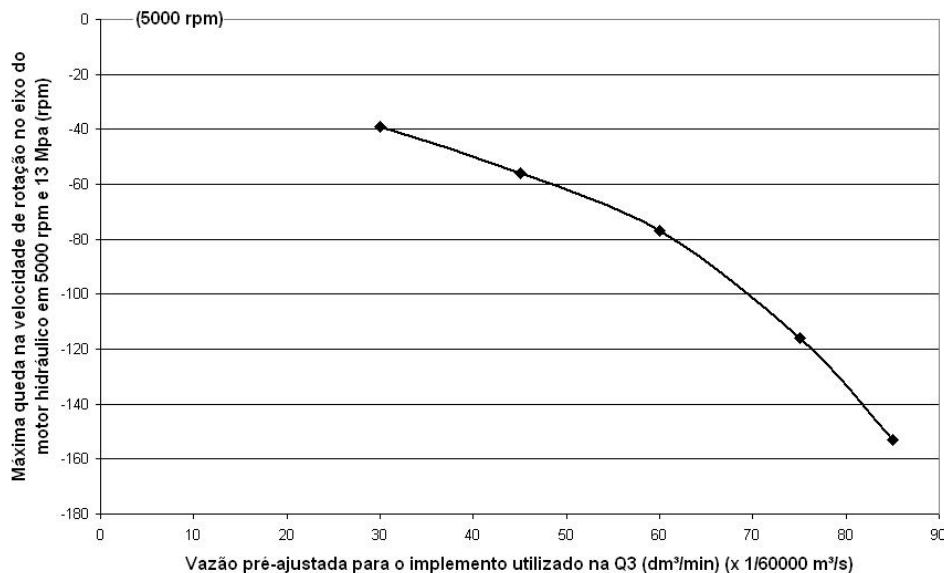


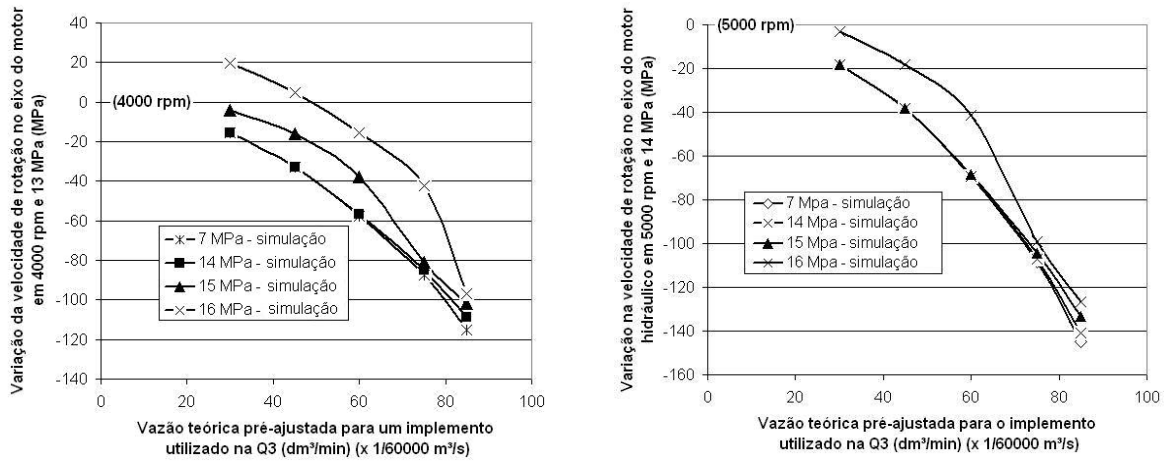
Figura 5.30 – Curva experimental da máxima queda de rotação no eixo do motor hidráulico para o regime de operação de 5000 rpm e 13 MPa sob a interferência da Q3.

Fazendo-se uso do modelo matemático validado, também se determinou as curvas de interferência da fatia com válvula compensadora de duas vias (Q3) para outros regimes de operação do motor hidráulico. Neste sentido, pode-se observar na Figura 5.31a as curvas para uma condição de trabalho do motor hidráulico que exige uma velocidade de rotação em seu eixo de 4000 rpm sob uma pressão a montante de 13 MPa. De posse dos resultados foi construído o gráfico da Figura 5.32, onde foram inseridas as maiores quedas de rotação para cada nível de vazão pré-ajustado na fatia Q3.

Do mesmo modo na Figura 5.31b, foram levantadas as curvas teóricas para um regime de operação do motor hidráulico de 5000 rpm com uma pressão a montante de 14 MPa sob a interferência da fatia com válvula compensadora de duas vias (Q3). Com os resultados definiram-se os pontos de maior queda na rotação para cada nível de vazão pré-ajustado na fatia Q3, obtendo-se novamente uma curva mostrada na Figura 5.33.

Estes dois regimes foram simulados com a finalidade de observar qual era o nível de interferência da fatia Q3, caso o motor hidráulico fosse ajustado para operar em outra condição de trabalho.

Observando-se as curvas das Figura 5.30, Figura 5.32 e Figura 5.33 para os três regimes de operação, pode-se notar que sob a interferência da fatia Q3 operando na condição pré-ajustada de 85 dm³/min, os regimes de operação apresentaram quedas percentuais similares. Ou seja, mesmo na condição em que o motor opera em 4000 rpm e a queda de rotação próxima a 120 rpm, ainda assim a redução percentual de rotação foi aproximadamente de 3%. Portanto para os regimes de operação do motor hidráulico próximos a 13 MPa e 5000 rpm, as quedas na velocidade de rotação do eixo do motor hidráulico ficam percentualmente próximas.



a) Variação da velocidade com o motor operando em 4000 rpm e 13 MPa.

b) Variação da velocidade com o motor operando em 5000 rpm e 14 MPa.

Figura 5.31 – Curvas de simulação da interferência da Q3 na variação de velocidade no eixo do motor hidráulico para os regimes de 4000 rpm e 5000 rpm sob as pressões de 13 MPa e 14 MPa.

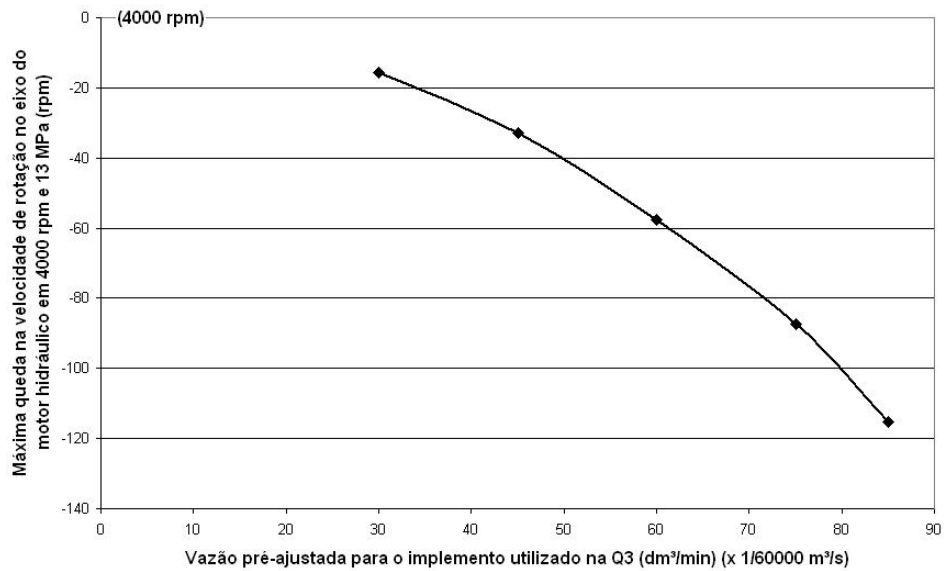


Figura 5.32 – Curva da simulação da máxima queda de rotação para o motor hidráulico em 4000 rpm e 13 MPa sob a interferência da Q3.

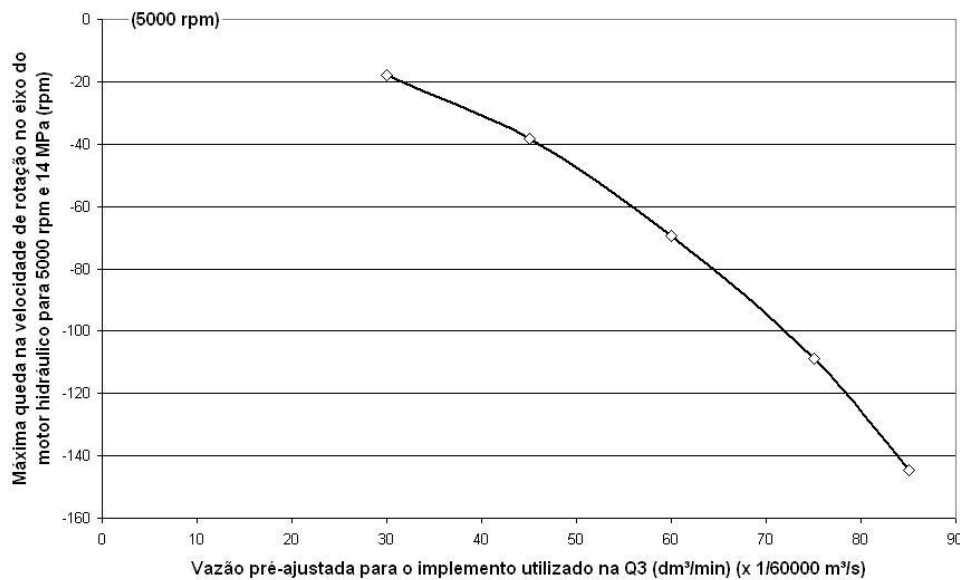


Figura 5.33 - Curva da máxima queda de rotação para o motor hidráulico em 5000 rpm e 14 MPa sob a interferência da Q3.

5.2.1 Operação com vazões superiores a vazão nominal da bomba

Durante os ensaios experimentais para a avaliação da capacidade de manutenção da vazão da fatia com válvula compensadora de pressão de três vias sob interferência da fatia com válvula compensadora de duas vias, as vazões na linha de suprimento não atingiram a vazão nominal da bomba de deslocamento variável. Neste sentido, utilizando o modelo desenvolvido no *software* AMESim, foi analisada uma condição de trabalho na qual o acionamento simultâneo das válvulas direcionais exige uma vazão superior à vazão nominal da bomba.

Para a obtenção destas curvas de simulação foi adotado o mesmo procedimento utilizado para aquisição dos resultados experimentais, porém nesta condição foi considerado o acionamento simultâneo das duas fatias com válvula compensadora de pressão de duas vias (Q3). Portanto, ajustou-se uma vazão individual para cada fatia de modo que o acionamento simultâneo das fatias necessitasse de uma vazão superior à vazão da bomba.

Desta forma, ajustou-se uma vazão e uma carga no circuito da fatia prioritária para manter uma pressão de 13 MPa (130 bar) a montante do motor hidráulico e uma velocidade de rotação de 4933 rpm em seu eixo. Para o circuito da segunda fatia (Q3), na Figura 3.2, a vazão foi pré-ajustada em 75 dm³/min e a carga na válvula redutora de vazão (3V6) foi pré-ajustada para manter uma pressão de 7 MPa (70 bar) na linha de suprimento, como pode ser observado na Figura 5.34. Do mesmo modo, o modelo da última fatia (Q3) foi pré-ajustada para operar com uma vazão de 45 dm³/min e uma pressão na linha de suprimento de 5 MPa (50 bar), conforme as curvas teóricas da Figura 5.35.

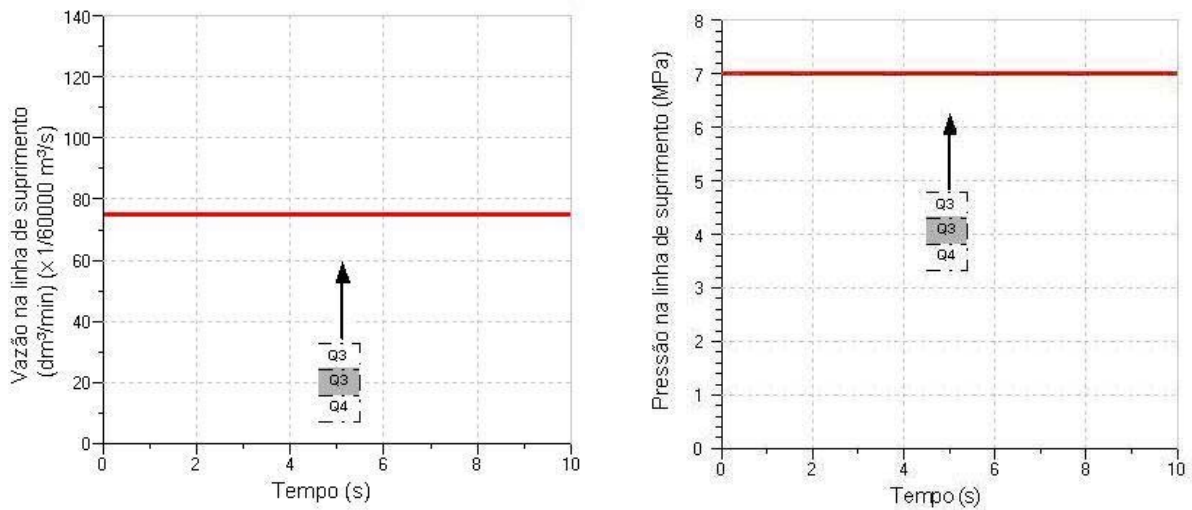


Figura 5.34 – Pressão e vazão simuladas na linha de suprimento com somente a primeira fatia com válvula compensadora de pressão de duas vias acionada.

Na Figura 5.36, pode-se observar o comportamento das pressões de suprimento e de pilotagem. Inicialmente, com somente o circuito do motor hidráulico em operação, as pressões nas linhas de suprimento e de pilotagem mantiveram-se respectivamente em 14,76 MPa (147,6 bar) e 13,1 MPa (131 MPa), conseqüentemente o Δp_{p-x} é igual a 1,66 MPa (16,6 bar).

No instante igual a 4 segundos, quando as duas fatias são acionadas, ocorre uma queda acentuada das pressões de suprimento e de pilotagem. Nesta condição as pressões de suprimento e de pilotagem passaram a ser de 12,79 MPa (127,9 bar) e 11,86 MPa (118,6 bar) respectivamente e o Δp_{p-x} reduziu para 0,93 MPa (9,3 bar). Igualmente também ocorreu uma queda bastante significativa na velocidade de rotação no eixo do motor hidráulico, próxima a 300 rpm (6%) como se pode observar na Figura 5.37.

De acordo com os resultados de simulação obtidos em função das condições descritas acima, deve-se tomar o cuidado quando se define que um implemento não provoca variações significativas no regime de operação do motor hidráulico. Neste sentido, deve-se observar o número de implementos instalados e a possibilidade de serem utilizados simultaneamente.

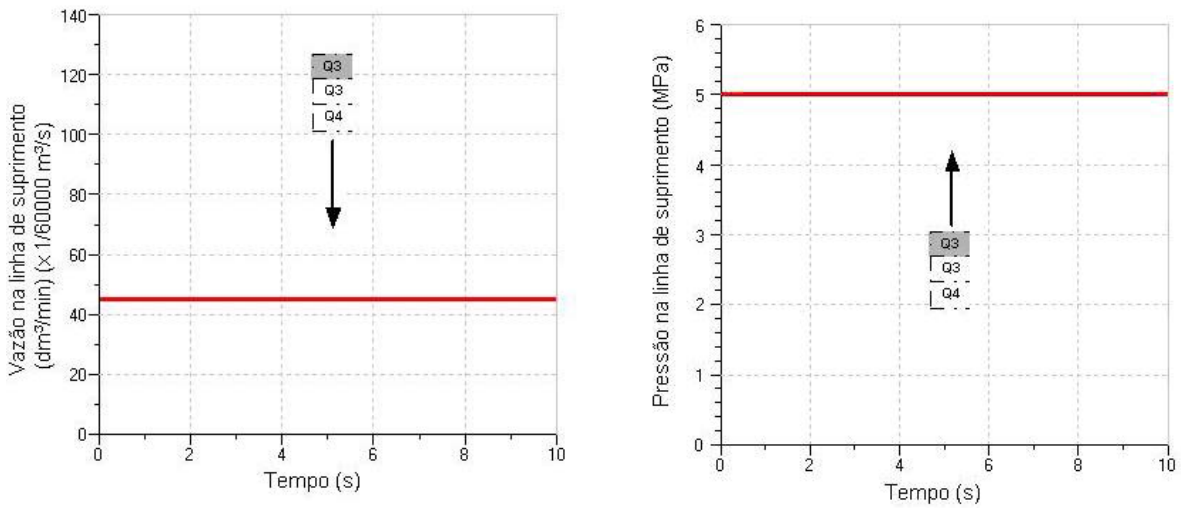


Figura 5.35 - Pressão e vazão simuladas na linha de suprimento com somente a segunda fatia com válvula compensadora de pressão de duas vias acionada.

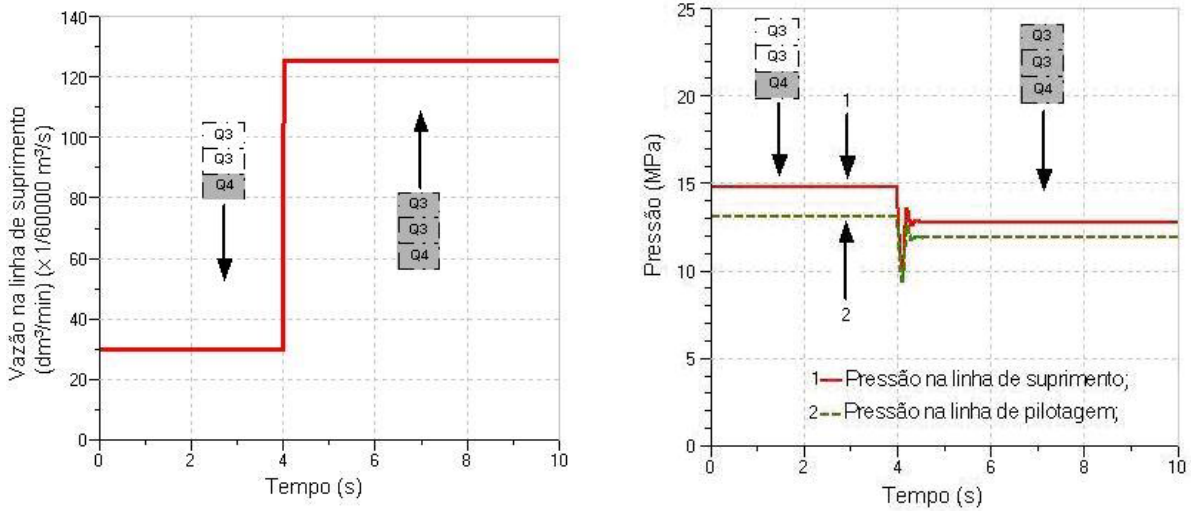


Figura 5.36 – Vazão simulada na linha de suprimento e pressões simuladas nas linhas de suprimento e pilotagem para o ensaio com acionamento simultâneo das três fatias.

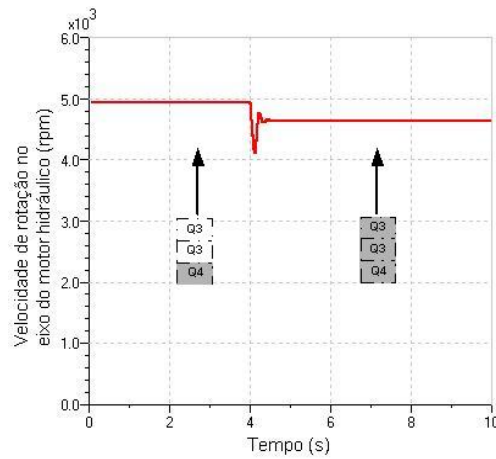


Figura 5.37 - Queda da velocidade de rotação no eixo do motor hidráulico após o acionamento das duas fatias com compensador de duas vias simultaneamente.

A partir dos resultados obtidos, definiu-se um novo gráfico para apresentar as curvas da máxima queda na velocidade de rotação no eixo do motor hidráulico em função da interferência da fatia Q3 para os regimes de operação de 5000 rpm e 13 MPa (130 bar), 4000 rpm e 13 MPa (130 bar) e 5000 rpm e 14 MPa (140 bar). Estas curvas já apresentadas anteriormente, respectivamente nas Figura 5.30, Figura 5.32 e Figura 5.33, definem as máximas quedas na velocidade de rotação do motor hidráulico para vazões pré-ajustadas na fatia Q3 até 85 dm³/min. Neste gráfico, na Figura 5.38, além dos pontos de queda na velocidade de rotação mostrados anteriormente, foram simuladas condições de operação que exigissem vazões superiores a vazão nominal da bomba.

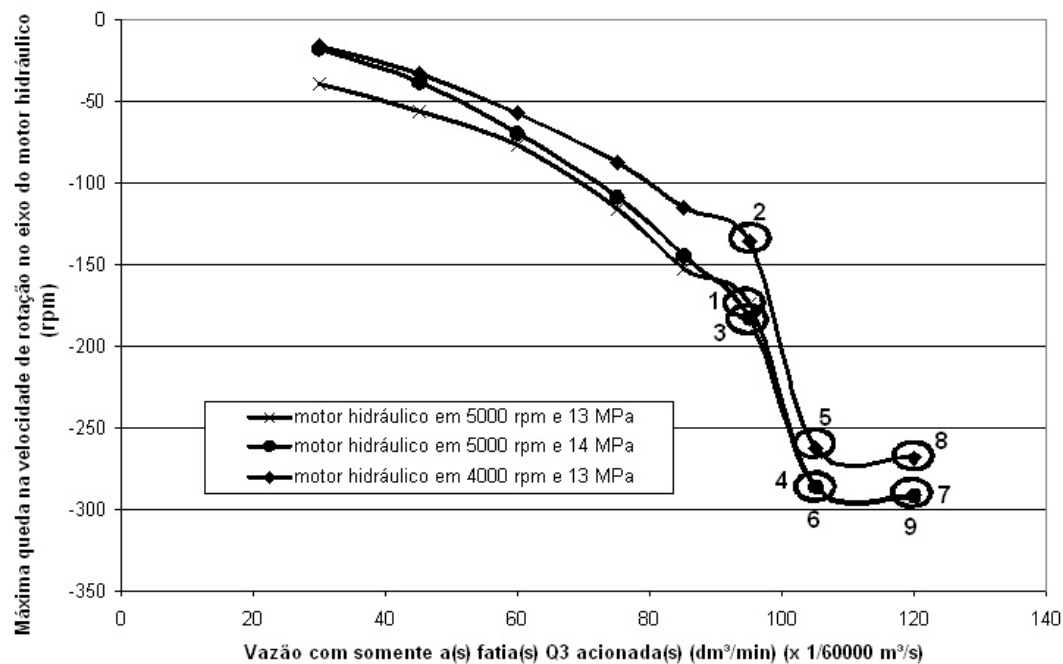


Figura 5.38 – Curvas da máxima queda de rotação no eixo do motor hidráulico para os regimes de operação de 5000 rpm e 13 MPa, 5000 rpm e 14 MPa e 4000 rpm e 13 MPa sob a interferência da(s) fatia(s) Q3.

Neste sentido, simularam-se condições de operação em que as duas fatias Q3 fossem pré-ajustadas para exigir uma vazão superior à vazão da bomba quando acionadas simultaneamente e com o circuito do motor hidráulico em operação. Desta forma, para se obter os pontos indicados pelos números (1), (2) e (3) na Figura 5.38, definiu-se a vazão e a pressão pré-ajustadas na primeira fatia Q3 em 50 dm³/min e 7 MPa (70 bar), e na segunda fatia Q3 definiu-se em 45,1 dm³/min e 7 MPa (70 bar). Portanto, nesta condição a soma do consumo de vazão nas duas fatias Q3 é de aproximadamente 95 dm³/min.

Para se obter os pontos indicados pelos números (4), (5) e (6), a primeira e a segunda fatias Q3 foram pré-ajustadas para as vazões e pressões na linha de suprimento de respectivamente 60,4 dm³/min e 6,97 MPa (69,7 bar) e 45,14 dm³/min e 7 MPa (70 bar). Nesta condição, a soma do consumo das duas fatias Q3 fica próxima a 105 dm³/min. Finalmente os pontos indicados pelos números (7), (8) e (9) foram obtidos com o pré-ajuste de 75 dm³/min e 7 MPa (70 bar) para a primeira fatia Q3 e 45,1 dm³/min e 7 MPa (70 bar) para a segunda fatia Q3. Deste modo, a soma do consumo das duas fatias aproxima-se de 120 dm³/min. Vale ressaltar que as pressões descritas acima, correspondem às pressões na linha de suprimento.

Durante a aquisição destes pontos teóricos, o procedimento adotado foi o mesmo descrito no início da seção 5.2, porém foi acrescentado ao procedimento o pré-ajuste da vazão e pressão na segunda fatia Q3 conforme os valores descritos acima. E com relação ao acionamento, as duas fatias Q3 foram acionadas simultaneamente para os pontos indicados nos gráficos das Figura 5.38 e Figura 5.39.

Observando-se o comportamento das curvas na Figura 5.38, pode-se perceber que nos três regimes de operação definidos para o motor hidráulico, as curvas apresentaram um perfil semelhante de queda na velocidade de rotação em função dos níveis de vazão pré-ajustados na(s) fatia(s) Q3.

Para um melhor entendimento a respeito da queda de rotação no eixo do motor hidráulico (Figura 5.38), a partir dos pontos (1), (2) e (3) para os pontos (4), (5) e (6), pode-se observar na Tabela 5.1 os valores de vazão consumidos em cada uma das três fatias, a vazão total na linha de suprimento e a queda de rotação no eixo do motor hidráulico. Vale ressaltar que os valores de vazão mostrados para cada fatia nesta tabela referem-se às vazões quando as três fatias estão operando simultaneamente.

Neste sentido, nos pontos (1), (2) e (3) (Figura 5.38 e Figura 5.39) a vazão total na linha de suprimento ainda está na faixa da vazão nominal da bomba. Portanto, a válvula compensadora de três vias da Figura 5.21 controla o escoamento do fluido para o motor hidráulico através do orifício de passagem indicado pelo número (1). Já nos pontos (4), (5) e (6) a vazão necessária nas três fatias, quando em operação simultânea, é maior do que a vazão nominal da bomba.

Neste caso, no momento em que as duas fatias Q3 são acionadas, a pressão de suprimento cai, como se pode observar na Figura 5.39, e conseqüentemente a pressão intermediária na válvula compensadora de três vias também cai. Logo, o carretel é deslocado para o lado direito aumentando a perda de carga no orifício de controle indicado pelo número (2) (Figura 5.21).

Nesta posição a força imposta pela mola sobre o carretel é diferente da força imposta na posição anterior, desta forma, a resultante das forças que age sobre o carretel define um nível de vazão diferente para o circuito do motor hidráulico. Do mesmo modo, para os pontos (7), (8) e (9) o carretel assume uma posição semelhante e desta forma os valores de queda na velocidade de rotação no eixo do motor hidráulico praticamente não se alteram em relação aos valores dos pontos (4), (5) e (6).

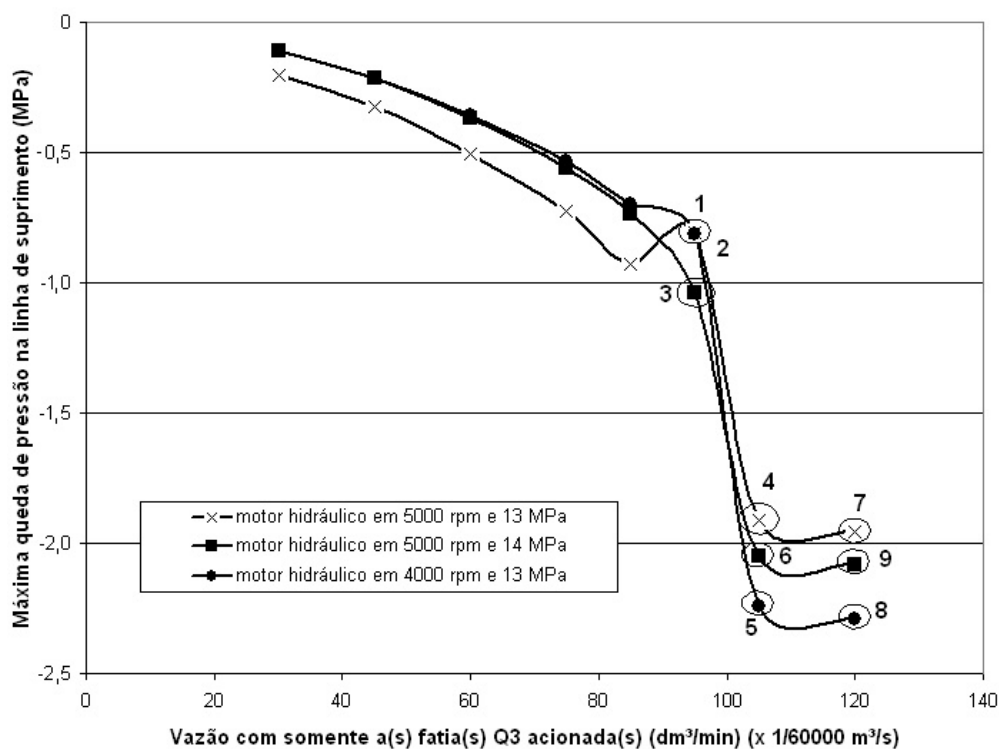


Figura 5.39 - Curvas da máxima queda de pressão na linha de suprimento para os regimes de operação de 5000 rpm e 13 MPa, 5000 rpm e 14 MPa e 4000 rpm e 13 MPa sob a interferência da(s) fatia(s) Q3.

Tabela 5.1 - Valores de vazão na linha de suprimento e nos circuitos das fatias e a queda de rotação no eixo do motor hidráulico para os pontos numerados na Figura 5.38.

N°	Vazão na linha de suprimento (dm ³ /min)	Vazão na primeira fatia Q3 (dm ³ /min)	Vazão na segunda fatia Q3 (dm ³ /min)	Vazão na via do motor hidráulico (dm ³ /min)	Queda na rotação do motor hidráulico (rpm)
1	124,9	50,57	45,45	28,86	174
2	119,6	50,58	45,45	23,55	135,4
3	125,34	50,58	45,46	29,29	183
4	125,34	55,83	41,36	28,15	287
5	125,34	58,76	43,83	22,74	262
6	125,34	55,56	41,15	28,63	287
7	125,34	61,32	35,91	28,11	293
8	125,34	64,52	38,11	22,70	269
9	125,34	61,03	35,71	28,59	292

Com a finalidade de verificar se as quedas na velocidade de rotação no eixo do motor hidráulico seriam iguais com níveis distintos de vazões pré-ajustados nas fatias Q3, foram realizadas novas simulações. Neste sentido, para determinar os pontos (1), (2) e (3) na Tabela 5.2, a primeira fatia Q3 foi pré-ajustada para uma vazão de 45,14 dm³/min e uma pressão na linha de suprimento de 7,01 MPa (70,1 bar). A segunda fatia Q3 foi pré-ajustada em 50,2 dm³/min e 7,02 MPa (70,2 bar) na linha de suprimento.

Para os pontos (4), (5) e (6), a primeira e segunda fatias foram pré-ajustadas respectivamente em 50,16 dm³/min e 7 MPa (70 bar) e 55,23 dm³/min e 7 MPa (70 bar). Finalmente para os pontos (7), (8) e (9), os valores de vazão e pressão na linha de suprimento pré-ajustados foram de 60,4 dm³/min e 7 MPa (70 bar) para a primeira fatia Q3 e 60,1 dm³/min e 7 MPa (70 bar) na segunda fatia Q3.

Desta forma, pode-se observar que a soma dos valores pré-ajustados nas fatias Q3 para os ensaios da Tabela 5.2 se assemelham aos valores dos ensaios da Tabela 5.1. Neste sentido, observando-se os valores de queda na velocidade de rotação no eixo do motor hidráulico, pode-se perceber que são iguais nas duas tabelas. Portanto, os pontos indicados nas curvas das Figura 5.38 e Figura 5.39 também se referem aos resultados dos ensaios da Tabela 5.2.

Tabela 5.2 - Valores de vazão na linha de suprimento e nos circuitos das fatias e a queda de rotação no eixo do motor hidráulico para os pontos numerados na Figura 5.38.

Nº	Vazão na linha de suprimento (dm ³ /min)	Vazão na primeira fatia Q3 (dm ³ /min)	Vazão na segunda fatia Q3 (dm ³ /min)	Vazão na via do motor hidráulico (dm ³ /min)	Queda na rotação do motor hidráulico (rpm)
1	124,9	45,45	50,58	28,86	174
2	119,6	45,46	50,58	23,55	135,4
3	125,34	45,46	50,6	29,29	183
4	125,34	46,5	50,69	28,15	287
5	125,34	48,91	53,68	22,75	262,31
6	125,34	46,28	50,43	28,63	287
7	125,34	49,51	47,72	28,12	293
8	125,34	52,03	50,60	22,70	268,6
9	125,34	49,28	47,46	28,60	291,8

5.3 Consumo energético

Neste item será feita uma análise em relação ao consumo energético do sistema hidráulico em estudo para diferentes níveis de operação. Neste sentido, a avaliação do consumo energético foi dividida em duas etapas. Na primeira etapa são apresentados os resultados relacionados com somente o circuito do motor hidráulico em operação. Na segunda etapa, os resultados referem-se ao sistema operando com duas cargas simultaneamente.

5.3.1 Consumo energético no circuito do motor hidráulico

Quando o circuito ligado ao motor hidráulico da plantadora é utilizado, este permanece por longo período operando em regime permanente. Deste modo, a eficiência energética do sistema como um todo tem grande relevância na redução de custos de produção e aumento da vida útil do equipamento. Assim, foram realizados experimentos com o objetivo de avaliar a potência fornecida na linha de suprimento (P_p) e a potência de acionamento do motor hidráulico (P_B^{2Z1}), ou seja, a potência na linha a montante do motor hidráulico. A seguir, nas Figura 5.40, Figura 5.41, Figura 5.42, Figura 5.43, Figura 5.44 e Figura 5.45, podem-se observar as curvas experimentais que refletem o comportamento de operação do circuito com motor hidráulico em três regimes de operação distintos.

Para cada regime de operação foi emulada uma carga através da válvula de agulha (2V6), representada na Figura 3.2, à jusante do motor hidráulico (2A1). Deste modo, as

pressões de operação em regime permanente a montante do motor hidráulico (p_B^{2Z1}) foram de 12,8 MPa (128 bar), 10,35 MPa (103,5 bar) e 6,35 MPa (63,5 bar). Neste sentido, é importante ressaltar que o ajuste de vazão na linha do motor hidráulico (q_{vB}^{2Z1}), através da válvula redutora de vazão na fatia prioritária, foi realizado durante o ensaio em 6,35 MPa (63,5 bar) e permaneceu inalterado durante os dois ensaios consecutivos.

Na Figura 5.40, pode-se observar o comportamento da vazão nos três ensaios, onde a válvula redutora de vazão permaneceu sob o mesmo ajuste. Neste sentido, sob o aspecto de manutenção da vazão, pode-se concluir que o sistema apresentou uma resposta bastante satisfatória mantendo o nível de vazão praticamente constante em função das cargas aplicadas. Com relação às diferenças de rotação apresentadas na Figura 5.41, estas são decorrentes da eficiência volumétrica do motor hidráulico sob níveis de pressão diferenciados.

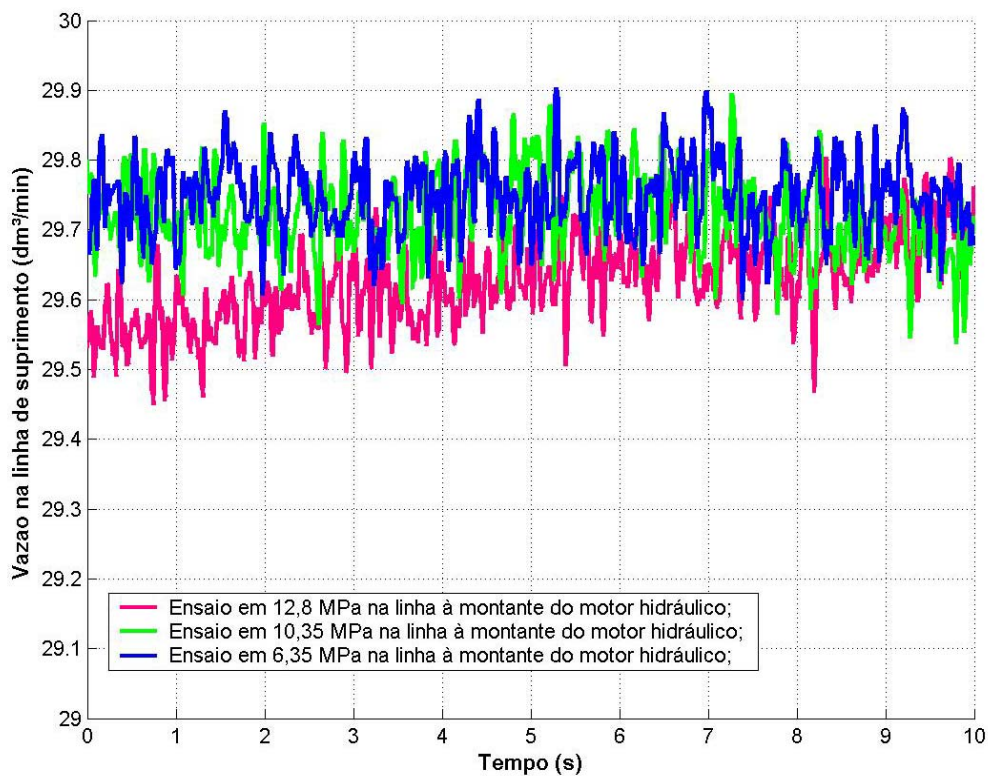


Figura 5.40 – Vazão na linha de suprimento com somente o circuito do motor hidráulico em operação em três regimes diferentes de pressão.

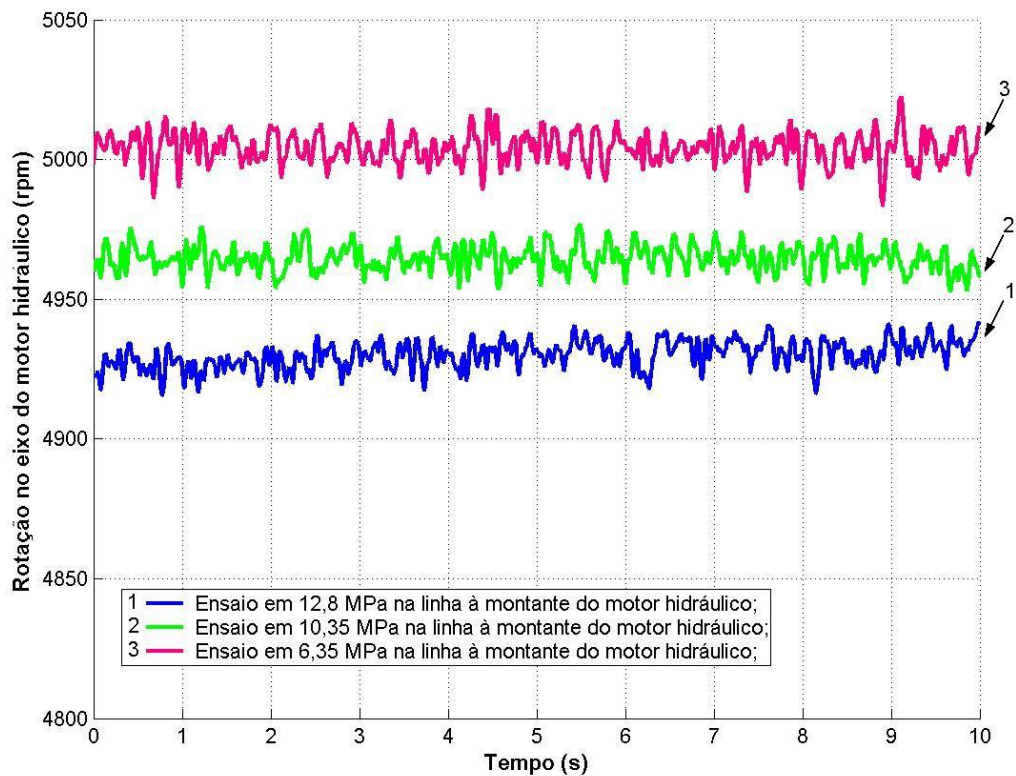


Figura 5.41 - Rotação no eixo do motor hidráulico, com o mesmo ajuste de vazão e três regimes diferentes de pressão.

O comportamento da pressão na linha de suprimento e na linha a montante do motor hidráulico encontra-se nas Figura 5.42 e Figura 5.43. Observando estas curvas percebe-se que o sistema hidráulico manteve uma diferença de pressão de aproximadamente 1,7MPa (17 bar) entre a linha de suprimento e a linha a montante do motor hidráulico. Ainda com relação às curvas a montante do motor hidráulico, estas indicam que a carga neste circuito se manteve constante em cada um dos ensaios.

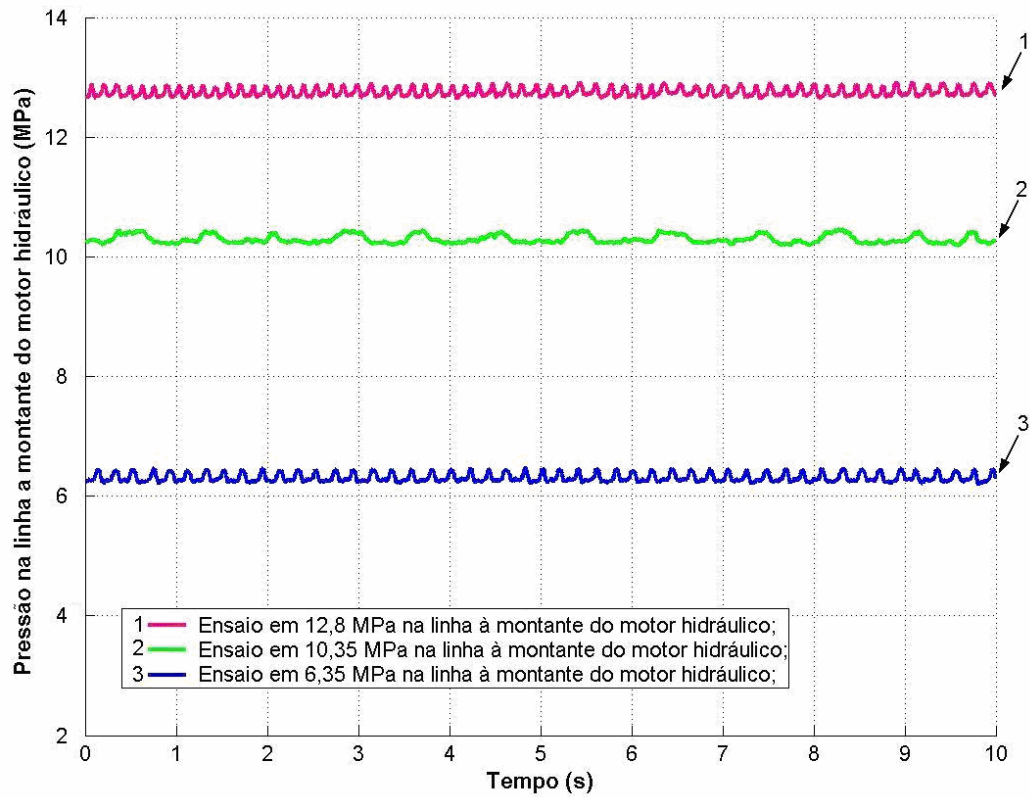


Figura 5.42 – Pressão na linha a montante do motor hidráulico.

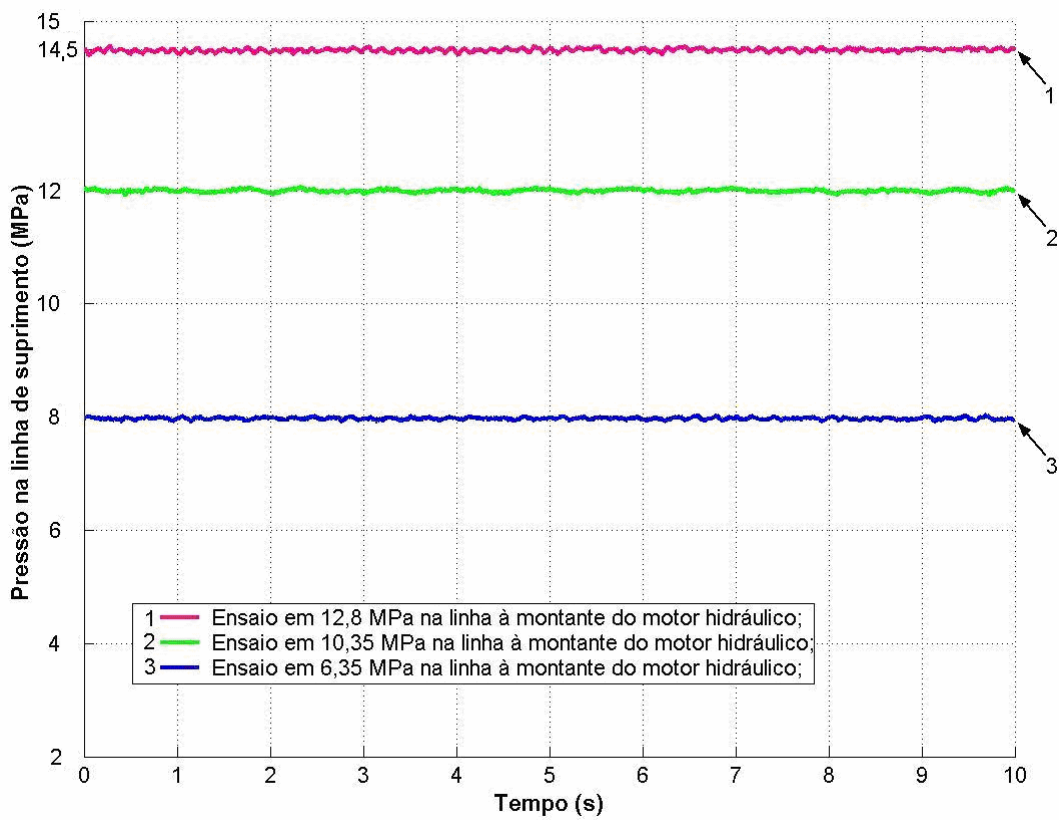


Figura 5.43 – Pressão na linha de suprimento com somente o circuito do motor hidráulico em operação.

Nas Figura 5.44 e Figura 5.45, são apresentadas as curvas de potência na linha de suprimento e na linha a montante do motor hidráulico durante os três regimes de operação. Portanto, as curvas de potência na linha de suprimento referem-se à potência útil da bomba, determinada pela equação (5.2). Com relação às curvas de potência a montante do motor hidráulico, referem-se à potência de acionamento, onde a eficiência volumétrica e a eficiência mecânica do motor hidráulico não são consideradas.

$$P_p = p_p q_{vP} \quad (5.2)$$

Onde:

P_p = Potência na linha de suprimento [W];

p_p = Pressão na linha de suprimento [Pa];

q_{vP} = Vazão na linha de suprimento [m³/s];

$$P_B^{2Z1} = p_B^{2Z1} q_{vB}^{2Z1} \quad (5.3)$$

Onde:

P_B^{2Z1} = Potência na via B da fatia com válvula compensadora de pressão de três vias [W];

p_B^{2Z1} = Pressão na via B da fatia com válvula compensadora de pressão de três vias [Pa];

q_{vB}^{2Z1} = Vazão na via B da fatia com válvula compensadora de pressão de três vias [m³/s];

Em relação à potência na linha de suprimento e a potência na linha a montante do motor hidráulico, a diferença se manteve em 0,8 kW nos ensaios de 6,35 MPa (63,5bar) e 10,35 MPa (103,5 bar), e 0,85 kW no ensaio de 12,8 MPa (128 bar). Portanto, nestas condições o percentual de potência dissipada em relação à potência na linha a montante do motor hidráulico muda para cada um dos ensaios.

Assim, no ensaio em 12,8 MPa foi dissipada 13,6% da potência, no ensaio em 10,35 MPa foi dissipada 15,5% da potência e no ensaio em 6,35 MPa foi dissipada 25,4% da potência útil da bomba no bloco de controle de válvulas direcionais. Portanto a eficiência do sistema, para um mesmo nível de vazão, aumenta à medida que opera com pressões mais elevadas.

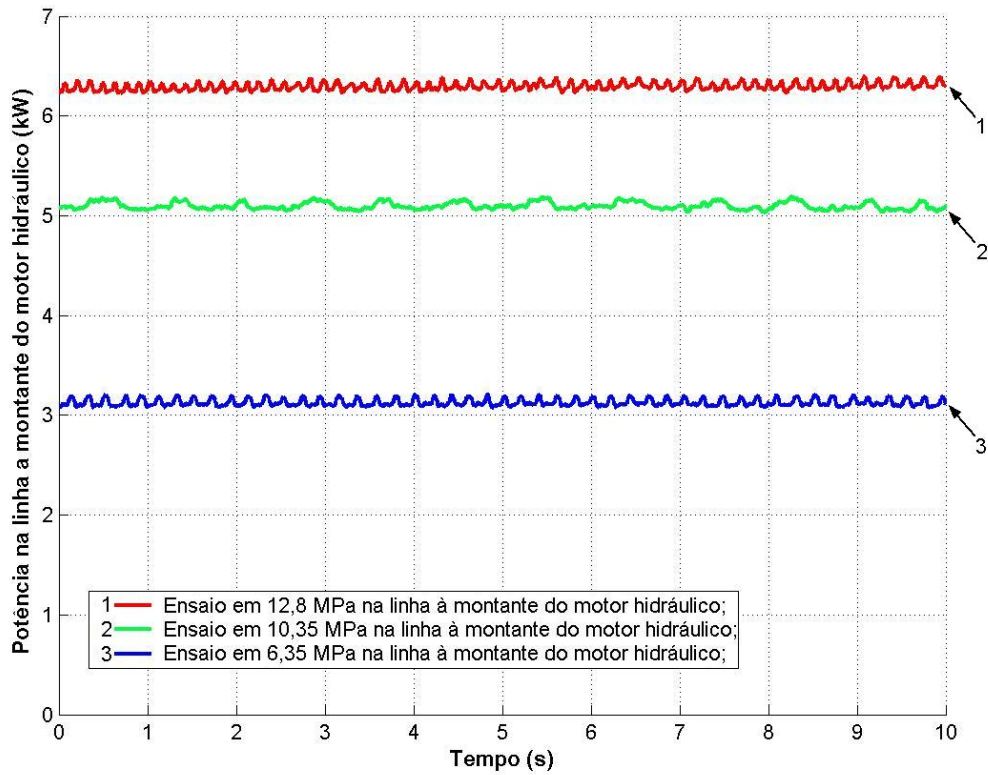


Figura 5.44 – Potência na linha a montante do motor hidráulico em três regimes diferentes de operação do circuito do motor hidráulico.

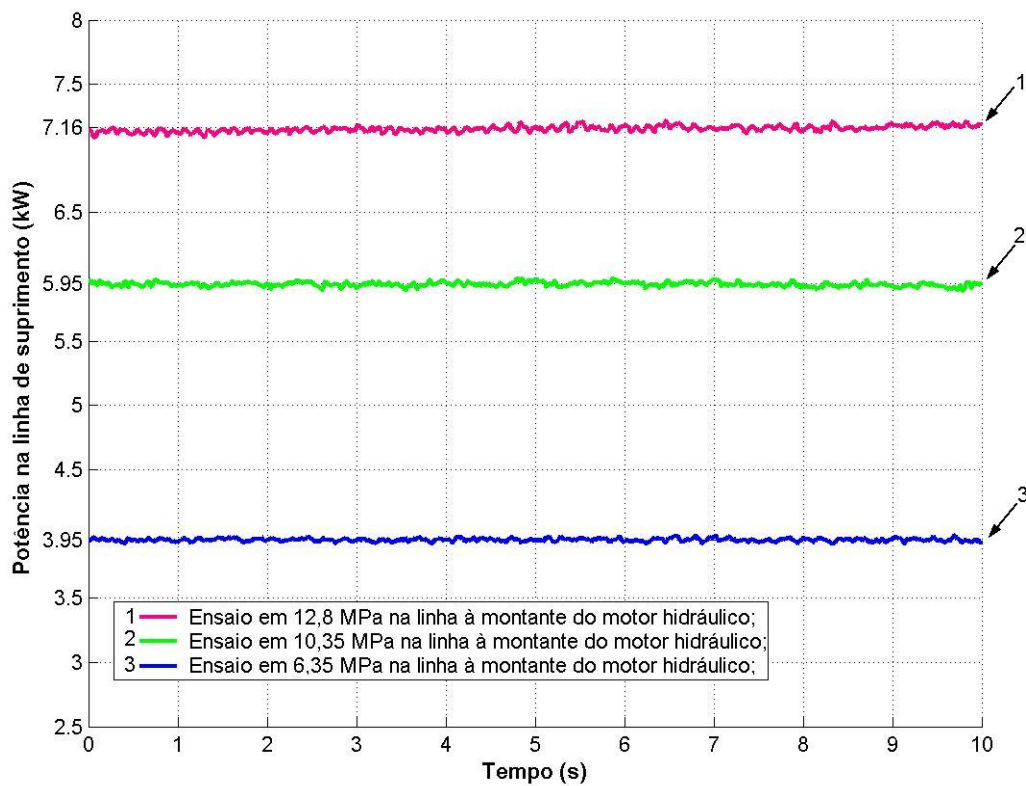


Figura 5.45 – Potência na linha de suprimento em três regimes diferentes de operação do circuito do motor hidráulico.

5.3.1.1 Consumo energético sob carga variável no circuito do motor hidráulico

Este ensaio foi realizado com o objetivo de avaliar o comportamento do circuito com motor hidráulico frente à aplicação de uma carga variável. Na Figura 5.46, observa-se três etapas distintas nas pressões da linha a montante do motor hidráulico. Na primeira etapa o circuito encontra-se em regime permanente sob uma pressão de 6 MPa. Na segunda etapa, através do acionamento manual da válvula de agulha a jusante do motor hidráulico, ocorre o aumento da pressão até atingir aproximadamente 13,18 MPa (131,8 bar). Finalmente, na terceira etapa a pressão permanece constante em 13,18 MPa.

Com relação à curva da pressão na linha de suprimento, pode-se perceber que seu comportamento foi semelhante à curva da pressão a montante do motor hidráulico, onde se manteve uma diferença de pressão de 1,65 MPa (16,5 bar) aproximadamente. Na Figura 5.47, pode-se observar a curva experimental da vazão na linha de suprimento. Neste sentido, para um aumento da pressão de 7,2 MPa (72 bar), a queda de vazão foi inferior a 0,7%, que demonstra um bom desempenho do compensador de pressão de três vias, na condição de operação com carga apenas fatia Q4.

Na Figura 5.48, a queda de rotação no eixo do motor hidráulico, de aproximadamente 1,6%, foi superior a queda da vazão em função da redução de seu rendimento volumétrico, o que demonstra que a maior parcela da queda de rotação no eixo do motor hidráulico para esta condição se deve as perdas internas no motor hidráulico.

Na Figura 5.49, as curvas da potência na linha de suprimento e na linha a montante do motor hidráulico caracterizam o comportamento do sistema frente à variação de carga no circuito do motor hidráulico sob as condições deste ensaio. Desta forma, pode-se perceber que a diferença entre a potência na linha de suprimento e a potência na linha a montante do motor hidráulico variou 0,05 kW. Assim, na primeira etapa a potência dissipada no bloco equivale a 25,7 % da potência na linha a montante do motor hidráulico. Na terceira etapa a potência dissipada é substancialmente menor, aproximadamente 12,6% da potência consumida na linha a montante do motor hidráulico.

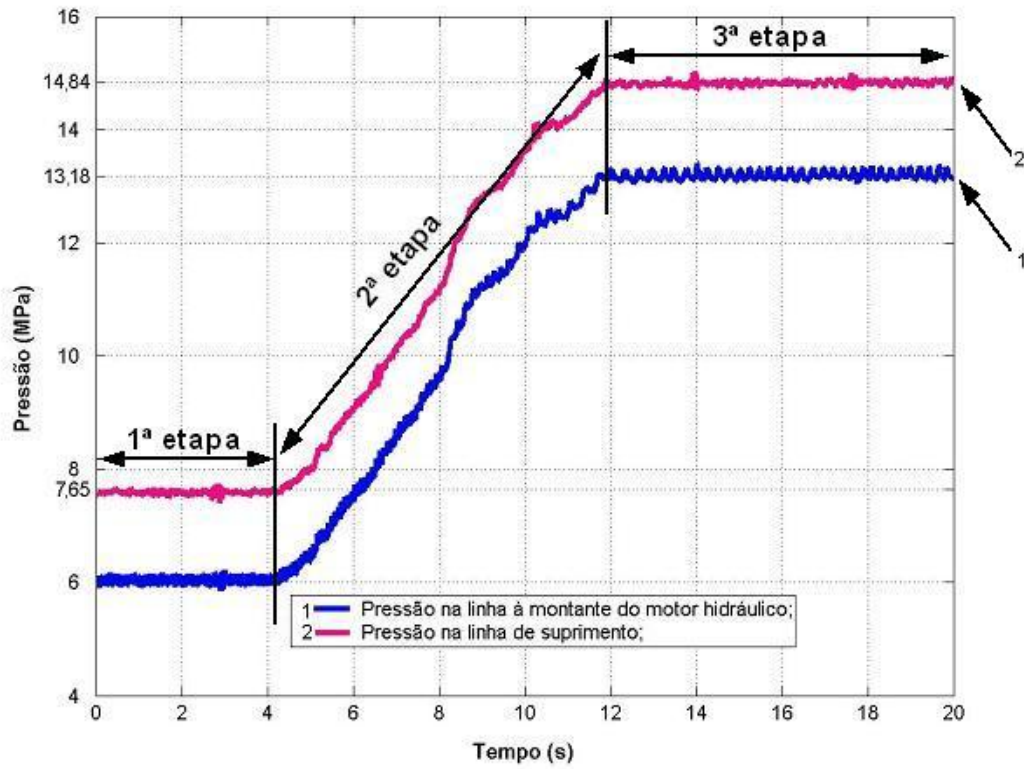


Figura 5.46 – Variação das pressões na linha de suprimento e na linha a montante do motor hidráulico, através do acionamento da válvula de agulha.

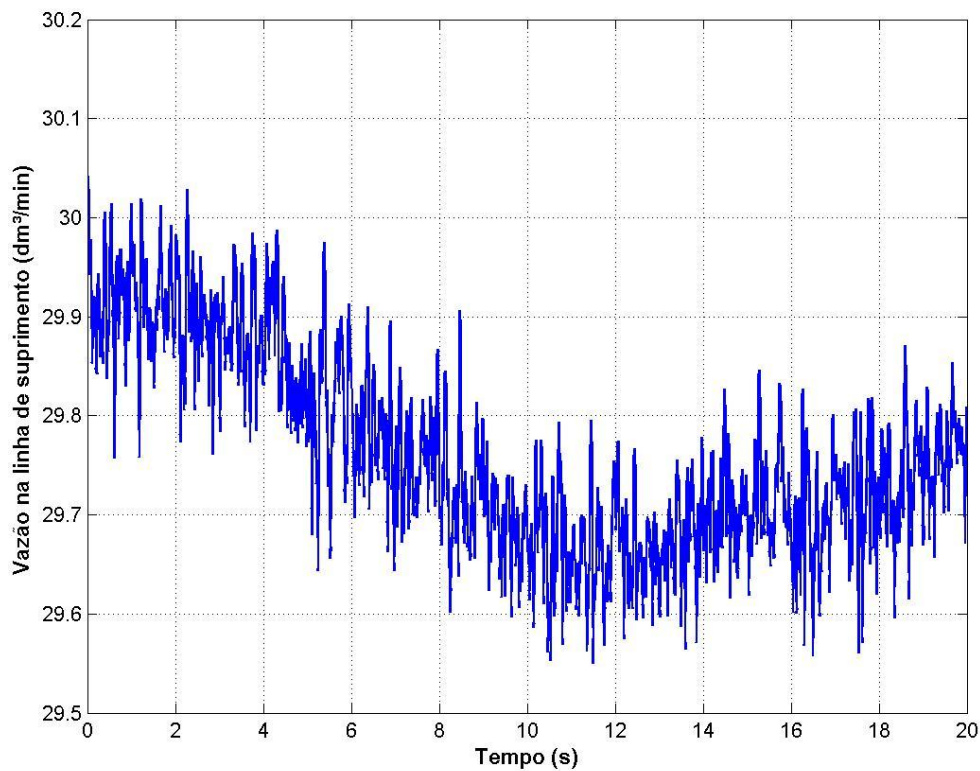


Figura 5.47 - Variação da vazão na linha de suprimento durante o aumento da pressão no circuito do motor hidráulico, através do acionamento da válvula de agulha.

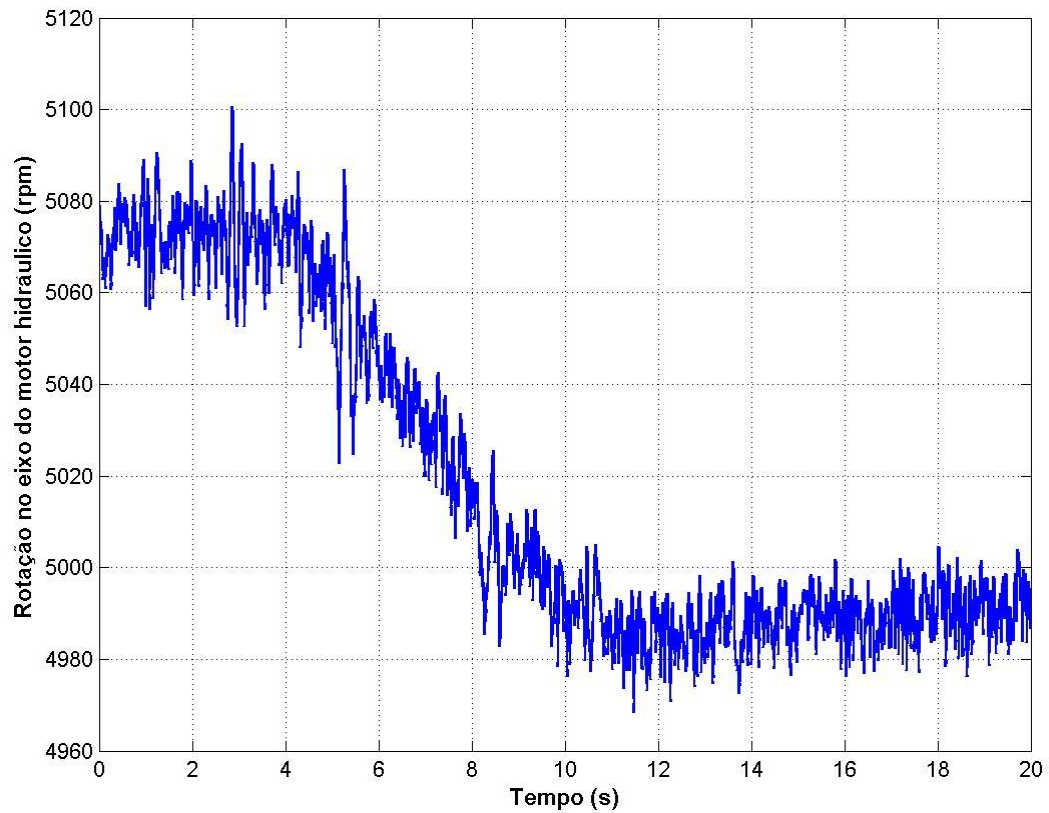


Figura 5.48 – Variação da rotação no eixo do motor hidráulico durante o aumento da pressão no circuito através do acionamento da válvula de agulha.

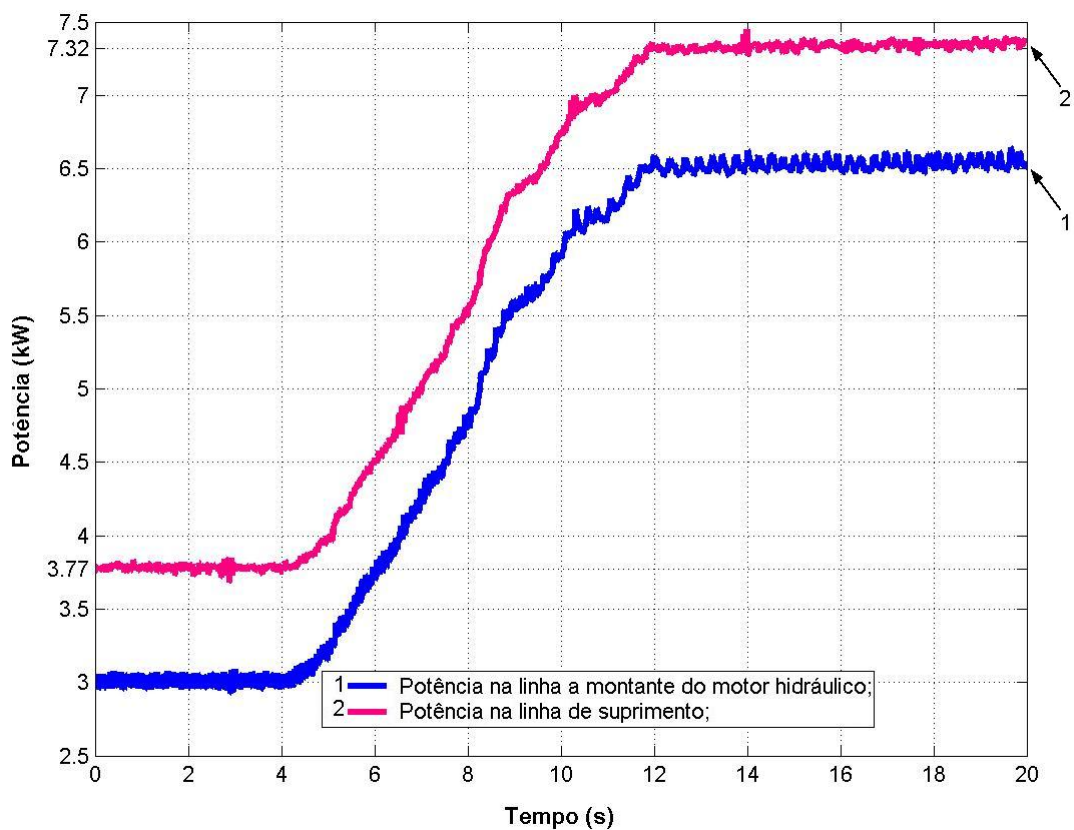


Figura 5.49 – Variação da potência na linha de suprimento e na linha a montante do motor hidráulico durante o acionamento da válvula de agulha.

5.3.2 Consumo energético com o sistema hidráulico operando com duas cargas

Quando as condições de operação de um sistema sensível à carga estão relacionadas com uma carga apenas, o sistema apresenta níveis reduzidos de dissipação energética. Os ensaios apresentados a seguir têm por objetivo avaliar o sistema em regime permanente sob a ação de duas cargas distintas aplicadas simultaneamente. Neste sentido, o sistema é definido como multicarga.

Com relação a estes ensaios é importante ressaltar as seguintes considerações:

- ✓ Nas Figura 5.50, Figura 5.52, Figura 5.54 e Figura 5.56 todas as curvas referem-se à potência na linha de suprimento;
- ✓ Cada uma destas figuras apresenta três curvas de potência referentes aos três ensaios distintos, ou seja, um ensaio com cada fatia operando independentemente e um ensaio com as duas fatias operando simultaneamente;
- ✓ Optou-se por uma vazão de 30 dm³/min na fatia com válvula compensadora de pressão de duas vias, pois nesta condição, conforme a Figura 5.24, o sistema não muda o nível de vazão quando as duas fatias são acionadas simultaneamente com cargas diferentes;
- ✓ A vazão e a pressão na fatia com válvula compensadora de pressão de três vias foram definidas em função do regime de rotação de aproximadamente 5000 rpm no eixo e pressão de 13 MPa na linha a montante do motor hidráulico;
- ✓ Em todos os ensaios foram adotadas as mesmas condições para a fatia do circuito com motor hidráulico;
- ✓ Variou-se apenas a carga na fatia com a válvula compensadora de duas vias, de modo que os níveis de pressão na linha de suprimento foram de 6 MPa (60 bar), 10 MPa (100 bar), 14 MPa (140 bar) e 16 MPa (160 bar).

Na Figura 5.50, a curva com potência de 3 kW refere-se ao ensaio utilizando uma carga no circuito da fatia com válvula compensadora de duas vias, onde manteve uma pressão de 6 MPa na linha de suprimento. Com relação à curva em 7,3 kW de potência refere-se ao ensaio da fatia com o motor hidráulico nas condições descritas acima.

Na última curva desta figura, o ensaio foi realizado acionando-se simultaneamente as duas fatias. Neste sentido, percebe-se que a potência consumida no acionamento simultâneo é aproximadamente 40% maior que a soma das potências consumidas nas duas fatias com o acionamento separado. Consequentemente, esta diferença de potência é dissipada na válvula compensadora de pressão de duas vias.

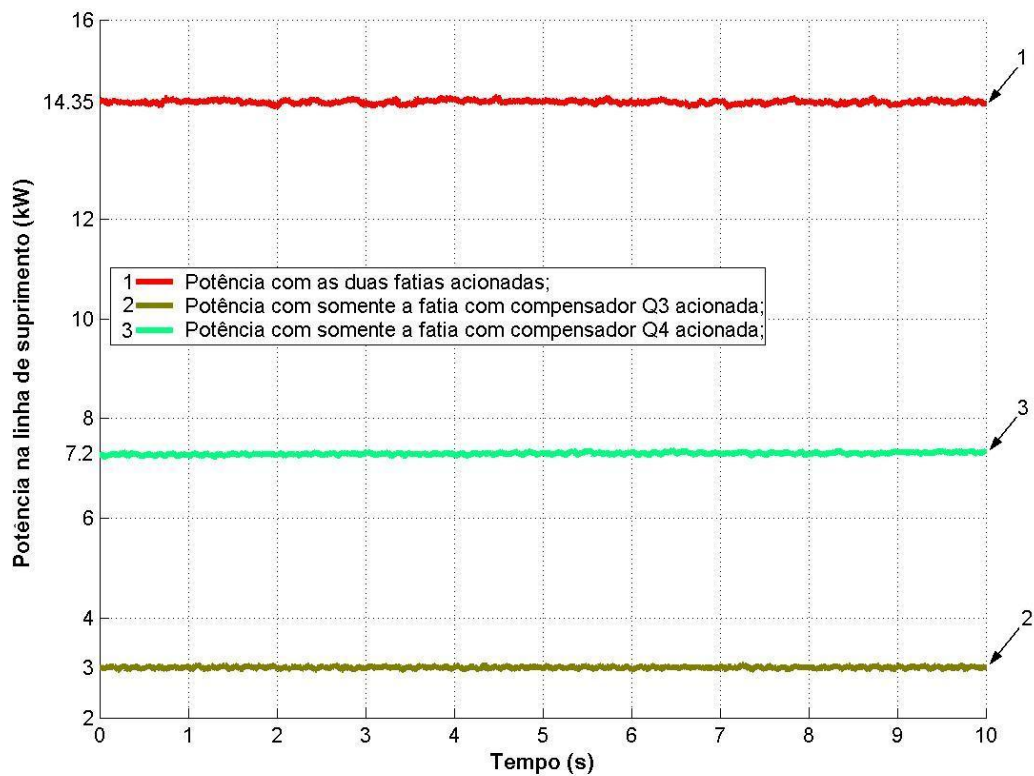


Figura 5.50 – Ensaio com nível de pressão de 6 MPa na linha de suprimento durante o acionamento da fatia com válvula compensadora de duas vias.

Para uma interpretação mais clara a respeito dos resultados obtidos, utilizou-se o modelo matemático validado do sistema hidráulico em estudo para se determinar as pressões na via a montante do motor hidráulico (p_A^{2Z1}) e na via A da fatia Q3 (p_A^{3Z1}). E adotou-se a mesma representação do gráfico da Figura 2.9. Desta forma, pode-se observar na Figura 5.51a as áreas referentes à potência de acionamento do motor hidráulico (D), a potência dissipada no bloco de válvulas (B) e a potência fornecida pela bomba (A). Nesta condição apenas a fatia com válvula compensadora de pressão Q4 está em operação.

Na Figura 5.51b, as áreas definidas pelas letras (C), (E) e (A) representam respectivamente as potência fornecida na via (A) da fatia Q3, a potência dissipada no bloco de controle de válvulas direcionais e a potência fornecida pela bomba. Quando as válvulas direcionais das duas fatias são acionadas simultaneamente, a nova configuração das potências pode ser observada conforme a Figura 5.51c. Neste sentido, pode-se observar que com o acionamento simultâneo a área indicada pela letra (E) aumenta significativamente. Portanto, este aumento de área refere-se aos 40% da potência dissipada na válvula compensadora de duas vias.

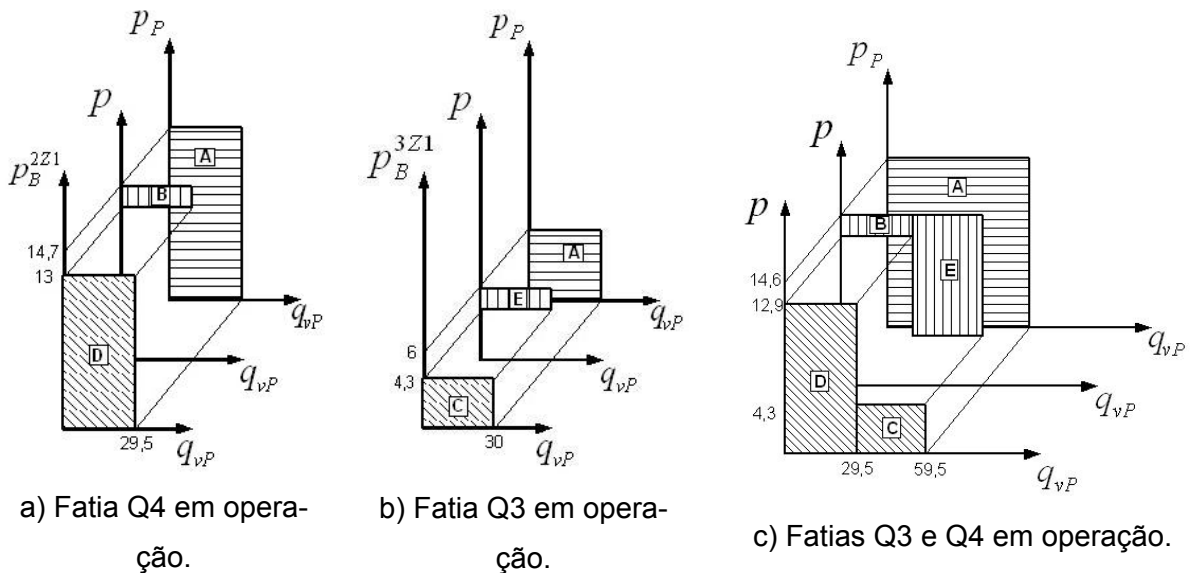


Figura 5.51 – Gráficos de vazão x pressão para o ensaio com a fatia Q3 operando em 6 MPa na linha de suprimento.

Na Figura 5.52, aumentou-se a carga na fatia com válvula compensadora de pressão de duas vias até a pressão na linha de suprimento atingir 10 MPa. Portanto, nestas condições de operação, a bomba forneceu 5,1kW de potência na linha de suprimento. Com relação do circuito com motor hidráulico, a potência fornecida na linha de suprimento não se alterou.

Em relação ao ensaio anterior, a pressão no circuito da válvula compensadora de pressão de duas vias aumentou. Desta forma, quando as duas válvulas foram acionadas simultaneamente, a perda de carga na válvula compensadora de duas vias foi menor. Portanto, o aumento da potência dissipada na válvula compensadora de duas vias, durante o acionamento simultâneo, foi de aproximadamente 17%.

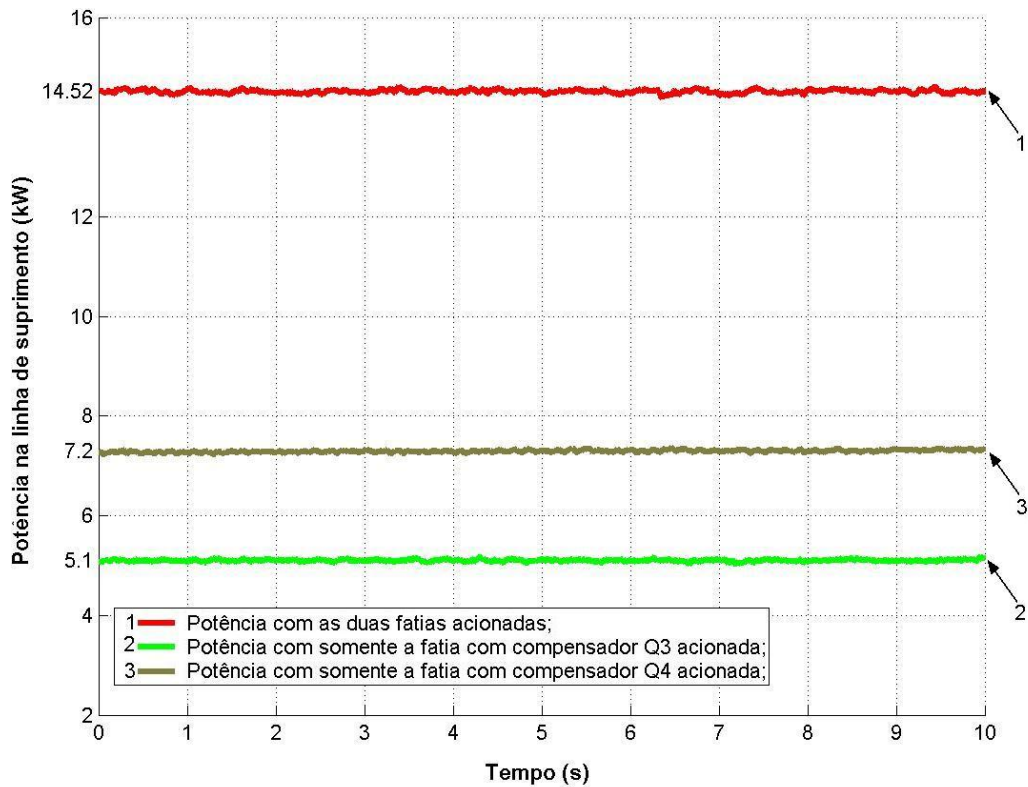
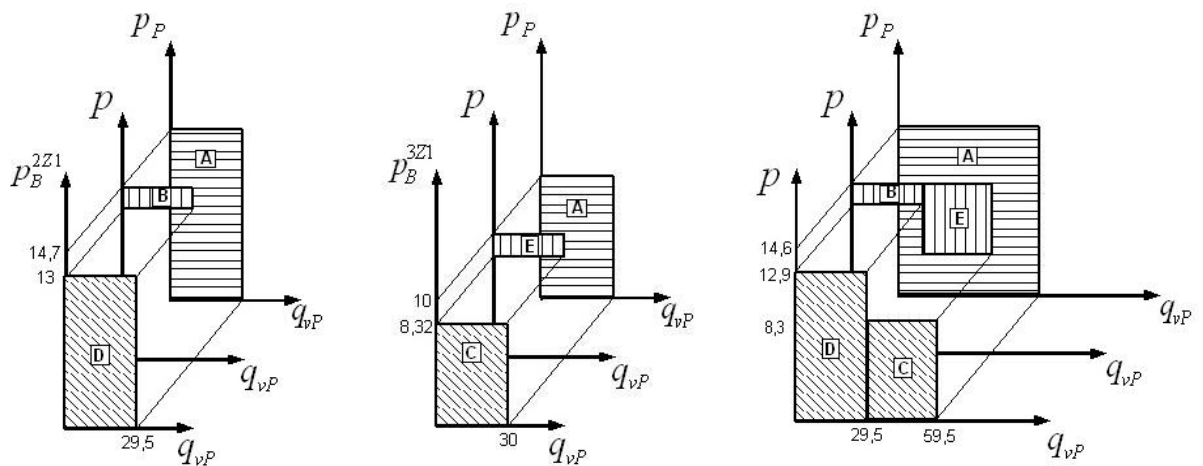


Figura 5.52 - Ensaio com nível de pressão de 10 MPa na linha de suprimento durante o acionamento da fatia com válvula compensadora de duas vias.

Da mesma forma que os gráficos da Figura 5.51, nas Figura 5.53a e Figura 5.53b, são mostradas as potências fornecidas na via (A), dissipadas e fornecidas na linha de suprimento para o acionamento individual das fatias Q4 e Q3. Na Figura 5.53c, pode-se observar que ocorreu uma redução da área indicada pela letra (E) em relação ao ensaio da Figura 5.51c. Neste sentido, a dissipação térmica na válvula compensadora de duas vias da fatia Q3 foi menor em função da pressão de carga ser maior.



a) Fatia Q4 em operação. b) Fatia Q3 em operação. c) Fatias Q3 e Q4 em operação.

Figura 5.53 – Gráficos de vazão x pressão para o ensaio com a fatia Q3 operando em 10 MPa na linha de suprimento.

No terceiro ensaio, com o aumento da carga no circuito da fatia com válvula compensadora de duas vias, a pressão na linha de suprimento passou para 14 MPa. Desta forma, as pressões na linha de suprimento ficaram muito próximas durante os ensaios em que as válvulas operavam individualmente.

Na Figura 5.54, nota-se que a potência na linha de suprimento em relação ao ensaio com o acionamento simultâneo das válvulas praticamente iguala-se à soma das potências com o acionamento individual. Consequentemente a dissipação de energia na válvula compensadora de duas vias fica muito reduzida. Este comportamento pode ser entendido mais claramente na Figura 5.55c, onde as áreas das potências dissipadas identificadas pelas letras (B) e (E) são praticamente iguais.

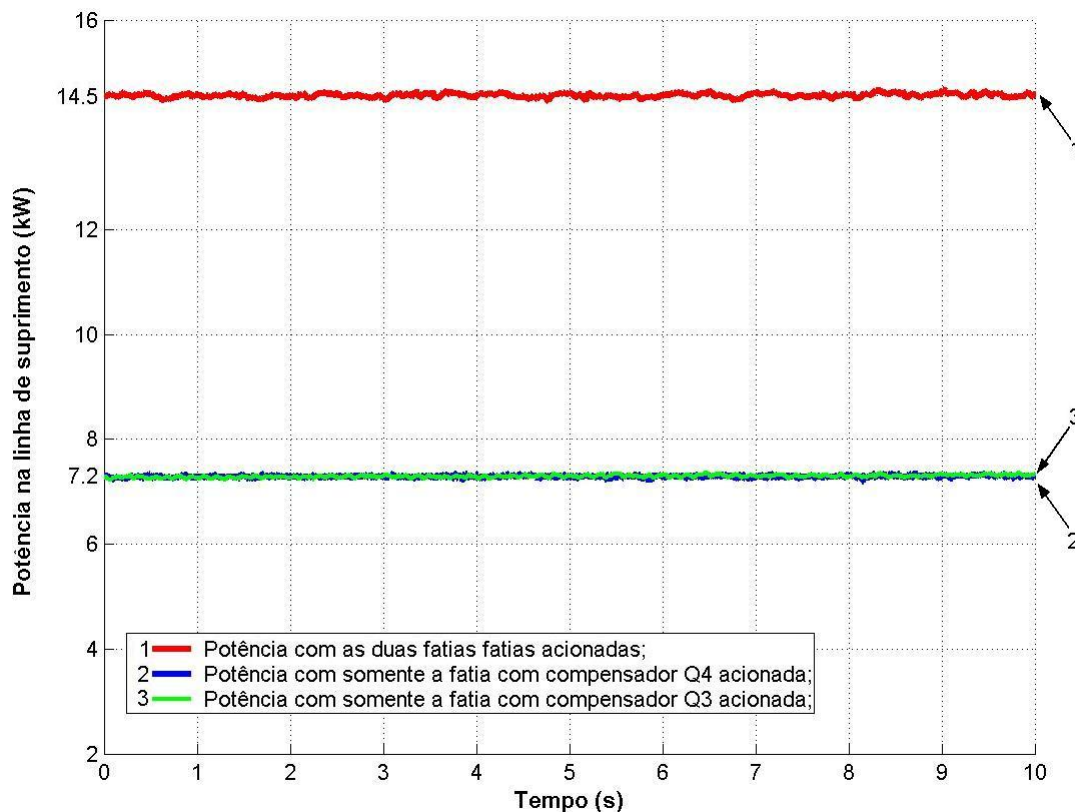


Figura 5.54 – Ensaio com nível de pressão de 14 Mpa na linha de suprimento durante o acionamento da fatia com válvula compensadora de duas vias.

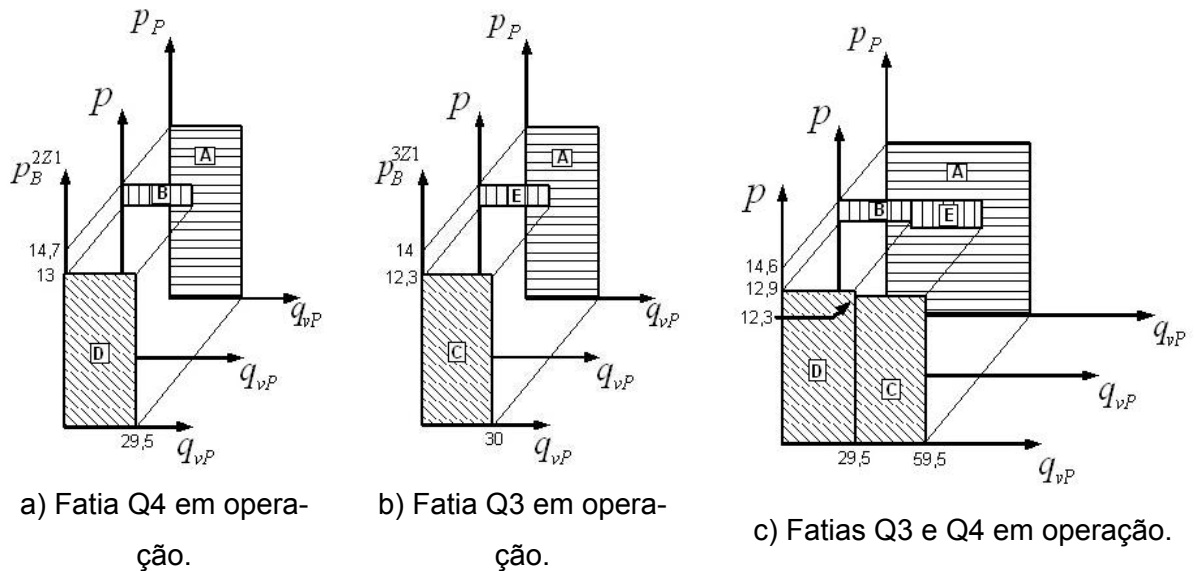


Figura 5.55 - Gráficos de vazão x pressão para o ensaio com a fatia Q3 operando em 14 MPa na linha de suprimento.

No quarto ensaio, o aumento de carga no circuito da fatia com válvula compensadora de duas vias, elevou a pressão na linha de suprimento para 16 MPa. Deste modo, observa-se na Figura 5.56 que a potência na linha de suprimento para este circuito também se elevou para 8,1 kW. Porém, a curva da potência fornecida pela bomba durante o acionamento simultâneo das fatias, apresentou um aumento superior à soma das potências quando as fatias são acionadas individualmente, sendo este aumento da ordem de 3,3%.

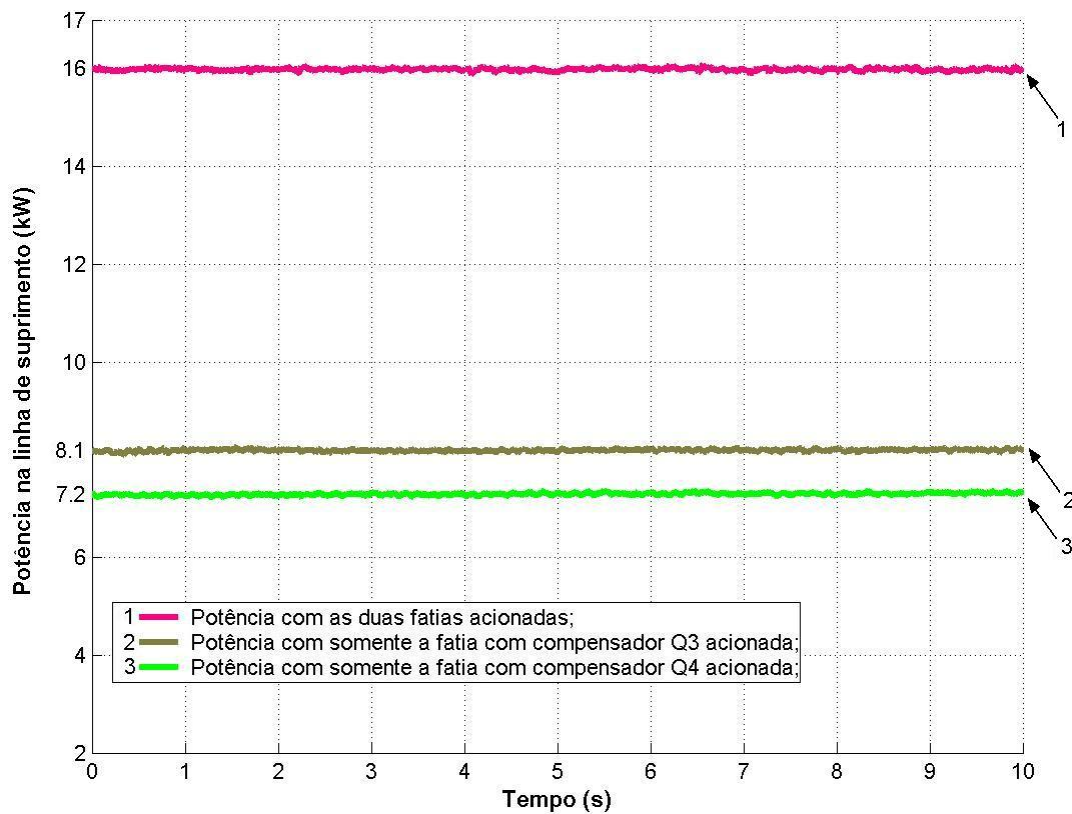


Figura 5.56 - Ensaio com nível de pressão de 16 MPa na linha de suprimento durante o acionamento da fatia com válvula compensadora de duas vias.

Diferentemente dos ensaios anteriores, onde ocorria um aumento da dissipação térmica na válvula compensadora de pressão de duas vias durante o acionamento simultâneo das duas válvulas, neste ensaio a dissipação térmica ocorre na válvula compensadora de três vias. Neste sentido, pode-se observar claramente que a área da potência dissipada na fatia Q4, representada pela letra (B) na Figura 5.57c, sofreu um aumento em relação à Figura 5.57a. Este acréscimo de área corresponde aos 3,3% descrito anteriormente.

Em função do aumento da carga na fatia Q3, a bomba de deslocamento variável passou a operar em função do sinal de pilotagem determinado pela pressão de carga da desta fatia. Consequentemente, a pressão na linha de suprimento também sofreu um aumento. Desta forma, a válvula compensadora de pressão de três vias aumentou a perda de carga no circuito do motor hidráulico a fim de manter a sua vazão constante, proporcionando assim um acréscimo de dissipação térmica.

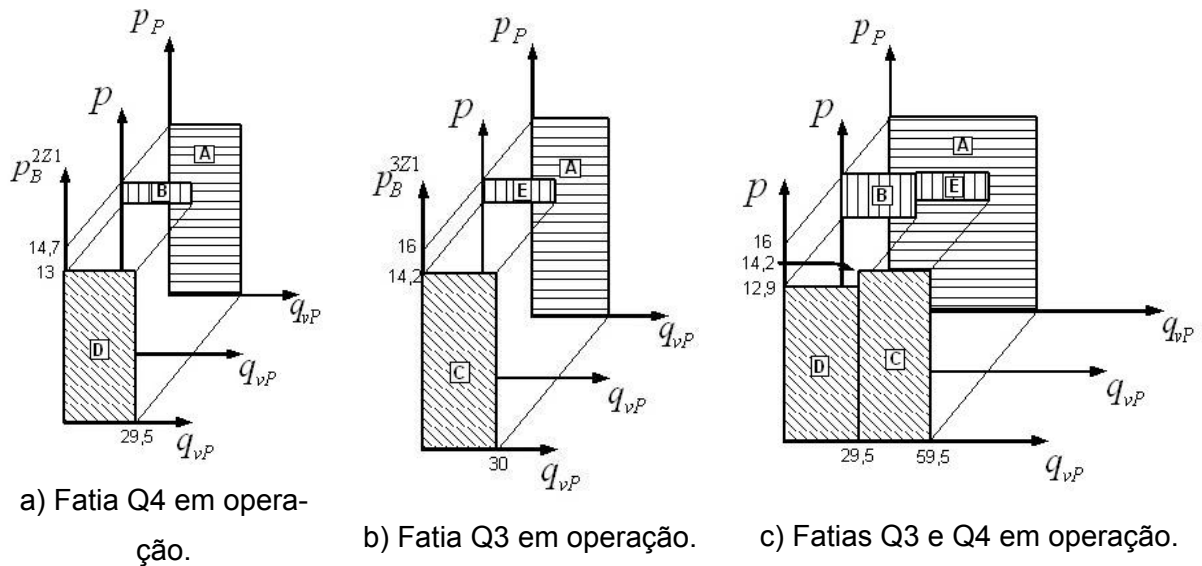


Figura 5.57 - Gráficos de vazão x pressão para o ensaio com a fatia Q3 operando em 16 MPa na linha de suprimento.

5.4 Conclusões

Após a análise realizada a respeito do sistema hidráulico em estudo, vale ressaltar algumas considerações importantes sobre o seu desempenho. Neste sentido, a partir dos ensaios realizados para determinar o nível de interferência da fatia Q3 sobre a fatia Q4, pode-se observar que esta apresentou um desempenho bastante satisfatório, pois a máxima queda na velocidade de rotação do motor hidráulico foi igual a 3% quando a fatia Q3 foi pré-ajustada para uma vazão de 85 dm³/min.

Da mesma forma, através das simulações apresentadas no item 5.2.1 pode-se perceber que as máximas quedas na velocidade de rotação do motor hidráulico chegaram a 6% quando o sistema exigiu uma vazão superior à vazão da bomba. Com relação ao circuito do motor hidráulico operando individualmente, os resultados foram muito satisfatórios, podendo-se observar no item 5.3.1.1 que para um aumento da pressão de carga de 7,2 MPa (72 bar) no circuito, a variação da vazão na via do motor hidráulico foi de apenas 0,7 %.

Em relação às curvas de consumo energético mostradas ao longo deste capítulo, é importante enfatizar a necessidade de se projetar equipamentos que acoplados ao circuito da fatia prioritária possam operar em pressões elevadas, pois desta forma, o percentual de energia dissipada em relação à energia consumida pelo sistema cai consideravelmente. Da mesma forma, deve-se atentar para a utilização de equipamentos que operem com pressões de carga similares quando submetidos à operação simultânea, pois, conforme os gráficos do item 5.3.2, esta ação também leva a reduções bastante significativas no consumo energético.

CAPÍTULO 6

CONCLUSÃO

Este trabalho originou-se da demanda por parte da empresa Bosch Rexroth Ltda. em obter informações mais precisas tecnicamente a respeito do sistema hidráulico composto por bomba de deslocamento variável com compensação de pressão e vazão e bloco de válvulas de controle direcionais SB23 LS, sob regimes de operação distintos.

Este estudo também pretende auxiliar no desenvolvimento de futuros trabalhos na área de sistemas hidráulicos *load sensing*, principalmente em se tratando de sistemas hidráulicos da área móbil. Neste sentido, o trabalho propõe-se reduzir uma lacuna na área, já que existe pouca informação a respeito deste tema.

Com os resultados obtidos em relação às variações de rotação no eixo do motor hidráulico frente à interferência de outras fatias, a partir das curvas da seção 5.2, pode-se avaliar qual é a influência que cada tipo de implemento pode causar quando instalado e acionado simultaneamente com uma plantadora pneumática. Desta forma, podem ser definidos os equipamentos a serem utilizados durante a fase de plantio.

Um aspecto relevante refere-se a este sistema hidráulico atuando com várias cargas simultaneamente. Através das curvas de potência no item 5.3.2, constatou-se que a energia dissipada atinge índices significativos para as situações em que as pressões de carga apresentam diferenças elevadas. Desta forma, somente a utilização de sistemas de potência sensíveis à carga (*load sensing*) não garante o aumento da eficiência energética. É necessária também uma avaliação criteriosa das cargas durante o projeto de componentes e implementos do sistema de atuação.

Outro ponto que deve ser observado refere-se ao circuito da fatia Q4 quando em operação com uma carga variável aplicada no eixo do motor hidráulico. Nos resultados apresentados no Capítulo 5, a válvula compensadora de três vias apresentou resultados muito satisfatórios quanto à manutenção da vazão sob variação da carga. Porém, ao ser utilizado um componente, neste caso o motor hidráulico, que apresente variações significativas do seu rendimento volumétrico em função da variação de carga, certamente o desempenho do sistema hidráulico será afetado.

Neste sentido, o *software* AMESim apresentou vantagens importantes em relação ao *software* MatLab. A redução no tempo de modelagem do sistema hidráulico é bastante significativa em razão da existência de grande parte dos modelos de componentes hidráulicos já validados. A possibilidade de se desenvolver novas bibliotecas com componentes hidráulicos específicos e simbologia própria. Com relação à interface, o *software* apresenta uma perspectiva funcional do sistema, o que torna sua compreensão muito mais rápida.

Com relação à geração e validação do modelo matemático, conseguiu-se chegar a resultados plenamente satisfatórios para as condições operacionais propostas, e que podem

seguramente ser utilizados, na simulação e avaliação do comportamento de componentes hidráulicos de implementos agrícolas acoplados a este sistema hidráulico.

As curvas experimentais da bomba hidráulica de deslocamento variável representaram de maneira satisfatória o seu comportamento em regime permanente. Neste sentido, fica como uma proposta para futuros trabalhos, a modelagem da bomba de pistões axiais de deslocamento variável no *software* AMESim, com a finalidade de obter seu comportamento dinâmico e inseri-lo no modelo do sistema hidráulico.

O *software* AMESim permite a modelagem da variação de uma área em função do deslocamento do carretel, porém este procedimento não foi adotado para o compensador de pressão em virtude de dois fatores: em primeiro lugar a necessidade de um tempo maior para a modelagem destes perfis de orifícios, e em segundo lugar seria necessário inserir um transdutor de deslocamento para determinar a posição do carretel durante os ensaios. Neste sentido, fica como uma proposta para futuros trabalhos a modelagem dos orifícios de controle da válvula compensadora de três vias e a avaliação do efeito das forças de escoamento sob outras condições de operação.

A bancada de ensaios construída para este trabalho, foi projetada no sentido de também possibilitar ensaios do bloco de válvulas de controle direcionais SB23 LS com bomba de deslocamento fixo. Portanto, fica como proposta de trabalho, a realização de experimentos com a bomba de engrenagens descrita no item 3.3 e um estudo comparativo do consumo energético entre o sistema com bomba de deslocamento fixo e o sistema com bomba de deslocamento variável. E como última proposta para trabalho futuro, sugere-se a sistematização de procedimentos dos experimentos e formulações realizados para orientar novos trabalhos.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANDRIGHETTO, P. L. **Posicionador Eletro-Hidráulico Controlado por Válvula Proporcional Direcional**. 1996. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

“AMESim, Advanced Modeling Environment for Simulations”. Versão 4.2.1, Imagine, Inc., Março 2005.

AQX. **Aqx Instrumentação: AQ USB Resolution 4350**. Disponível no site: <<http://www.aqx.com.br/>>. Acesso em: 21 de Setembro de 2006.

BEER, Ferdinand P.; JOHNSTON, Elwood R.Jr.. **Mecânica vetorial para engenheiros. Cinemática e dinâmica**. Tradução de Mário Alberto Tenan. 5ª. Ed. São Paulo: Makron Books Ltda, 1991. 982p.

BLACKBURN, J.F.; REETHOF, G.; SHEARER, J.L.. **Fluid Power Control**. Massachusetts Institute of Technology Press, Third Printing, 1969. 710 p.

BOSCH, Robert. **Manual de Tecnologia Automotiva**. Tradução de Helga Madjderey, Gunter W. Prokesch, Euryale de Jesus Zerbini, Suely Pfefermann. 25ª Ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2005.

Circuit diagrams are in accordance with ISO 1219-1, Fluid Power Systems and Components – Graphic symbols and circuit diagrams – Part 1: Graphic symbols.

Circuit diagrams are in accordance with ISO 1219-2, Fluid Power Systems and Components – Graphic symbols and circuit diagrams – Part 2: Circuit diagrams.

DE NEGRI, V.J.. **Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos para Automação e Controle**. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 2002. (Apostila do curso de pós-graduação).

FOX, Robert W.; McDONALD, Alan T.. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 5ª. Ed. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 2001. 504.

GIACOSA, Dante. **Motores Endotérmicos**. Tradução de José Gonzalez – Vallés Sánchez 2ª. Ed. Barcelona: Científico – Medica, 1967. 722p.

GÖTZ, Werner. **Hidráulica, teoria e aplicações. Bosch**. Tradução de C. Vieira de Castro. Ed. Departamento de publicações técnicas HP/VEK 2, 1991. 303p.

HENN, Érico Lopes. **Máquinas de Fluido**. 1ª Ed. Santa Maria: Ed. Da UFSM, 2001. 476 p.

JUMIL. **Plantadoras grandes: JM7090 EX, Sistema de sementes**. Disponível no site: <<http://www.jumil.com.br/produtos.htm>> . Acesso em: 21 de Setembro de 2006.

MANASEK, Radek. **Simulation of a Electrohydraulic Load-sensing System With AC Motor and Frequency Changer**. In: Fluid Power Net International-PhD Symp. Hamburg 2000, p. 311 – 324.

MANCÒ, Salvatore, et al. An Experience in Simulation: The Case of a Variable Displacement Axial Piston Pump. In: Fourth JHPS International Symposium on Fluid Power, 1999 Tokio. **Atti ISBN 4-931070-04-3**. p 85-91.

- MANNESMANN REXROTH. **Bomba de Engrenagem Tipo G3, Série 30B**. Diadema – SP. Mannesmann Rexroth Automação Ltda. Catálogo RP 10038 / 07.97, 1997.
- MANNESMANN REXROTH. **Bomba Variável A10VSO**. Diadema – SP. Mannesmann Rexroth Automação Ltda. Catálogo RP 92711 / 09.00, 2000.
- MEDINA, R.J.R. **Análisis teórico experimental sobre sincronización de actuadores oleohidráulicos**. 277 f. Tesis Doctoral (Para la obtención del grado de Doctor Ingeniero Industrial) – Universidad Politécnica de Cataluña, Terrassa, 2004.
- MERRITT, Herbert E. **Hydraulic Control Systems**. John Wiley & Sons, Inc. New York:1967.
- MOBIL. **Mobil DTE Série 20. Informação de produto**. Catálogo IPN 047-90.
- RACINE HIDRÁULICA. **Catálogo Geral Industrial e Móvel – Equipamentos Óleo-Hidráulicos**. Ética Impressora Ltda,1981.
- REXROTH. **Catálogo Geral**. 5ª ed. Piraporinha: Rexroth Hidráulica Ltda, 1988.
- REXROTH. **Válvula Limitadora de Pressão Pré-operada, Tipo DB**. Piraporinha: Rexroth Hidráulica Ltda. Catálogo RP 25803, 1979.
- REXROTH BOSCH GROUP. **Drive and Control Systems for Tractors – Mobile Hydraulics**. Elchingen, Germany. Bosch Rexroth AG. Catálogo RE 64016 / 12.01, 2001.
- REXROTH BOSCH GROUP. **Motor de engrenamento externo tipo AZMF**. Atibaia, São Paulo. Bosch Rexroth AG. Catálogo RP 14 025D/04.04, 2003.
- SCHMIDT, A. S. **Desenvolvimento do sistema mecanizado para a cultura do alho (*Allium sativum L.*) com ênfase no plantio**. 263 p. Tese (Doutor em Engenharia) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1997.
- SCHWARTZ, C. **Modelagem e análise de um dispositivo de amortecimento de fim de curso auto-ajustável para cilindros hidráulicos**. 110 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2004.
- SCHWARZ, Luis Carlos. **Especificação**. [Mensagem pessoal]. Mensagem recebida por <lucianoretzlaff@yahoo.com.br> em 12 de Fevereiro de 2007.
- SHAMES, Irving Herman. **Mecânica dos fluidos: princípios básicos**. São Paulo: Edgard Blücher,1973.v.1,192 p.
- SHANG, T. **Improving Performance of an Energy Efficient Hydraulic Circuit**. 158 p. Thesis (Degree of Master of Science) – University of Saskatchewan, Saskatoon, 2004.
- SILVA, Jonny C.; NASCIMENTO, Julio C. **Modelagem e Simulação Dinâmica AMESim – Ambiente para Protótipos Virtuais**. Disponível através do site: http://www.keohps.com/download/modelagem_AMESim.pdf. Acesso em: 08 Novembro 2005.
- VIRVALO, T.; LIANG, X., **What's wrong with energy utilization in hydraulic cranes**. 2002. Disponível em: <http://fluid.power.net/techbriefs/hanghzau/4_35.pdf>. Acesso em: 31 Agosto 2005.
- von LINSINGEN, Irlan . **Fundamentos de Sistemas Hidráulicos**. 2ª. Ed. Florianópolis: Ed. da UFSC, 2003. 399p.

WIKIMEDIA COMMONS. **Gear pump.** Disponível em: <http://commons.wikimedia.org/wiki/Image:Gear_pump_exploded.png>. Acesso em: 21 de setembro de 2006.

WU, Duqiang. **Modeling and Experimental Evaluation of a Load-sensing and Pressure Compensated Hydraulic System.** 319 p. Thesis (Requirements for Ph.D. Degree) - University of Saskatchewan, Saskatoon, 2003.

APÊNDICES

APENDICE A

MODELAGEM

Neste apêndice, a listas de parâmetros apresentadas correspondem apenas aos parâmetros inseridos no modelo a partir de informações coletadas em catálogos e medições realizadas no LASHIP. Desta forma, a lista completa de parâmetros para cada submodelo não foi inserida em virtude da sua extensão. Também é importante mencionar que o título de cada componente refere-se ao submodelo adotado.

Parâmetros gerais do sistema hidráulico com bomba de deslocamento variável

Parâmetros	Valor	Unidade
CV000-1		
Pressão de início de abertura da válvula	2	bar
Gradiente de pressão	20	L/min/bar
Histerese para abertura e fechamento	0	bar
CV005-1 CV005-2 CV005-3		
Pressão de início de abertura da válvula	0	bar
Gradiente de pressão	150	L/min/bar
Vazão nominal	100	L/min
Queda de pressão nominal	1	bar
Razão da área de pilotagem	3.5	adim
Histerese para abertura e fechamento	0	bar
FP04-1		
Densidade do fluido	879	kg/m ³
Módulo de compressibilidade	14000	bar
Viscosidade absoluta	40	cP
Viscosidade absoluta do ar/gás	0.02	cP
Percentual de gás/ar dissolvido no fluido	0.2	%
Temperatura do fluido	45	°C
Densidade ar/gás a pressão atmosférica e 0°C	1.2	kg/m ³
GA00-1		
ganho	-0.00394444	adim
HJ020-1		
Deslocamento inicial do êmbolo	0	m
Diâmetro do êmbolo	82.55	mm
Diâmetro da haste	51	mm
Curso do atuador	0.635	m
Volume morto na porta 1	50	cm ³
Volume morto na porta 2	50	cm ³
Coefficiente de atrito viscoso	0	N/(m/s)
Coefficiente de vazamento	0	L/min/bar
Constante de amortecimento de fim de curso	100000	N/mm
Coefficiente de amortecimento no fim de curso	100000	N/(m/s)
Deformação dos finais de curso quando o amortecimento é completo	0.001	mm

INT0-1

Apêndices		140
Ganho	30	adim
MAS001-1		
Massa	100	kg
Ângulo de inclinação da massa	0	graus
MO001C-1 : parâmetros		
Deslocamento volumétrico do motor hidráulico	5.5	cm ³ /rev
Velocidade típica do motor hidráulico	5700	rev/min
OR000-1		
Vazão característica	4.3	L/min
Queda de vazão correspondente	150	bar
Coefficiente de descarga máximo	0.7	adim
Número de Reynolds crítico	1000	adim
OR000-2		
Vazão característica	110	L/min
Queda de vazão correspondente	1.5	bar
Coefficiente de descarga máximo	0.7	adim
Número de Reynolds crítico	1000	adim
OR000-3 OR000-4 OR000-6		
Vazão característica	5.5	L/min
Queda de vazão correspondente	150	bar
Coefficiente de descarga máximo	0.7	adim
Número de Reynolds crítico	1000	adim
OR000-5		
Vazão característica	18	L/min
Queda de vazão correspondente	1	bar
Coefficiente de descarga máximo	0.7	adim
Número de Reynolds crítico	1000	adim
RL01-1		
Momento de inércia	0.00037	Kgm ²
Coefficiente de atrito viscoso	0.0003	Nm/(rev/min)
SAT0-1		
Valor mínimo permitido	-1	adim
Valor máximo permitido	350	adim
SAT0-2		
Valor mínimo permitido	0	adim
Valor máximo permitido	125.34	adim
SHTL1-1 SHTL1-2 SHTL1-3		
Histerese para abertura e fechamento	0.1	bar

Gradiente de pressão	0.2	L/min/bar
----------------------	-----	-----------

VOR00-1 VOR00-3

Valor do sinal mínimo	0	adim
Valor do sinal máximo	1	adim
Vazão característica para a máxima abertura	52.8	L/min
Queda de vazão correspondente	2	bar
Coefficiente de descarga máximo	0.7	adim
Número crítico de vazão	1000	adim

VOR00-2

Valor do sinal mínimo	0	adim
Valor do sinal máximo	1	adim
Vazão característica para a máxima abertura	52	L/min
Queda de vazão correspondente	2	bar
Coefficiente de descarga máximo	0.7	adim
Número de Reynolds crítico	1000	adim

VOR00-4

Valor do sinal mínimo	0	adim
Valor do sinal máximo	1	adim
Vazão característica para a máxima abertura	16	L/min
Queda de vazão correspondente	1	bar
Coefficiente de descarga máximo	0.7	adim
Número de Reynolds crítico	1000	adim

VOR00-5

Valor do sinal mínimo	0	adim
Valor do sinal máximo	1	adim
Vazão característica para máxima abertura	70	L/min
Queda de vazão correspondente	20	bar
Coefficiente de descarga máximo	0.7	adim

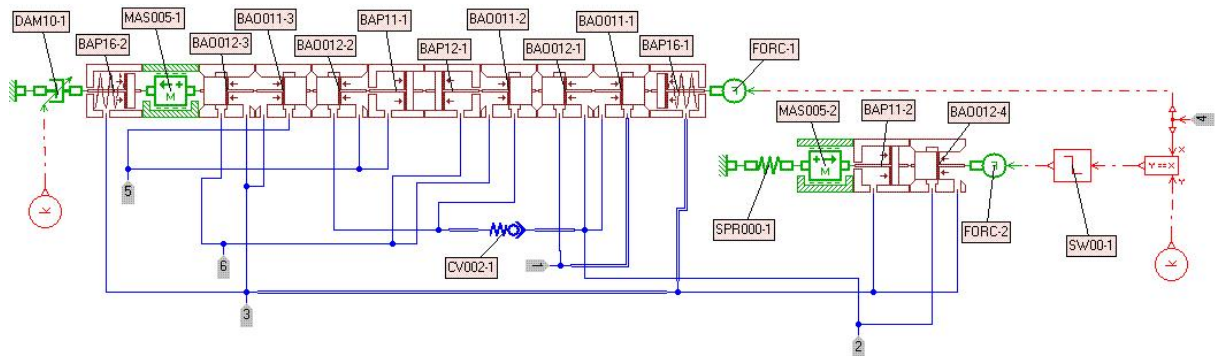


Figura 6.2 – Modelo em AMESim da válvula direcional.

Parâmetros do modelo de válvula direcional

Parâmetros	Valor	Unidade
BAO011-3 BAO011-2 BAO011-1 BAO012-3 BAO012-2 BAO012-1 BAO012-4		
Diâmetro do carretel	18	mm
Diâmetro da haste	11	mm
Coefficiente de descarga máximo	0.7	adim
Número de Reynolds crítico	100	adim
Sobreposição negativa correspondente ao deslocamento zero	-3	mm
Sobreposição negativa correspondente à mínima área	0	mm
Sobreposição negativa correspondente à máxima área	1,00E+30	mm
Comprimento da câmara para o deslocamento zero	0	mm
Ângulo do jato	69	graus
Coefficiente da força do jato	0	adim
BAP11-1 BAP11-2 BAP12-1		
Diâmetro do êmbolo	18	mm
Diâmetro da haste	11	mm
Comprimento da câmara para o deslocamento zero	0	mm
BAP16-1 BAP16-2		
Diâmetro do êmbolo	18	mm
Diâmetro da haste	11	mm
Constante elástica da mola	20	N/mm
Pré-carga da mola	50	N
Comprimento da câmara para o deslocamento zero	0	mm
CV002-1		
Pressão de início de abertura da válvula	0	bar
Gradiente de pressão	60	L/min/bar
Vazão nominal da válvula completamente aberta	100	L/min
Queda de vazão correspondente	6	bar
Histerese para abertura e fechamento	0	bar
MAS005-1		
Massa	0.3	kg
Coefficiente de atrito viscoso	0	N/(m/s)
Força de atrito de Coulomb	0	N
Força de atrito estático	0	N
Limite de deslocamento inferior	-0.007	m
Limite de deslocamento superior	0.007	m
Ângulo de inclinação da massa	0	graus
MAS005-2		

Massa	0.1	kg
Coefficiente de atrito viscoso	0	N/(m/s)
Força de atrito de Coulomb	0	N
Força de atrito estático	0	N
Limite de deslocamento inferior	-0.007	m
Limite de deslocamento superior	0	m
Ângulo de inclinação da massa	0	graus

SPR000-1

Constante elástica da mola	30000	N/m
----------------------------	-------	-----

SW00-1

Valor de referência da entrada de sinal	1,00E-05	adim
Valor de saída quando o valor de entrada está acima do valor de referência	400	adim
Valor de saída quando o valor de entrada está abaixo do valor de referência	0	adim

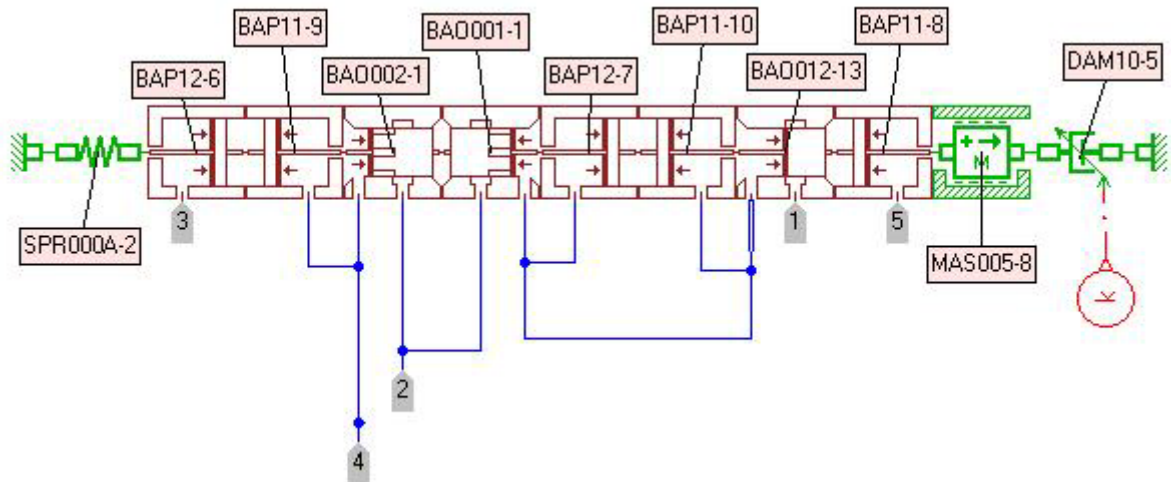


Figura 6.3 – Modelo em AMESim da válvula compensadora de pressão de três vias.

Parâmetros do modelo de válvula compensadora de pressão de três vias

Parâmetros	Valor	Unidade
BAO001-1		
Diâmetro do carretel	18	mm
Diâmetro da haste	14	mm
Largura do orifício	5	mm
Coefficiente de descarga máximo	0.7	adim
Número de Reynolds crítico	100	adim
Sobreposição negativa correspondente ao deslocamento zero	-3.3	mm
Sobreposição negativa correspondente à mínima área	0	mm

Sobreposição negativa correspondente à máxima área	1,00E+30	mm
Comprimento da câmara para o deslocamento zero	0	mm
Ângulo do jato	69	graus
Coeficiente da força do jato	0	adim

BAO002-1

Diâmetro do carretel	18	mm
Diâmetro da haste	14	mm
Largura do orifício	1.6	mm
Coeficiente de descarga máximo	0.7	adim
Número de Reynolds crítico	100	adim
Sobreposição negativa correspondente ao deslocamento zero	8	mm
Sobreposição negativa correspondente à mínima área	0	mm
Sobreposição negativa correspondente à máxima área	1,00E+30	mm
Comprimento da câmara para o deslocamento zero	0	mm
Ângulo do jato	69	graus
Coeficiente da força do jato	0	adim

BAO012-13

Diâmetro do carretel	18	mm
Diâmetro da haste	14	mm
Coeficiente de vazão máxima	0.7	adim
Número de Reynolds crítico	100	adim
Sobreposição negativa correspondente ao deslocamento zero	12	mm
Sobreposição negativa correspondente à mínima área	0	mm
Sobreposição negativa correspondente à máxima área	1,00E+30	mm
Comprimento da câmara para o deslocamento zero	0	mm
Ângulo do jato	69	graus
Coeficiente da força do jato	1	adim

BAP11-9 BAP12-8

Diâmetro do êmbolo	18	mm
Diâmetro da haste	0	mm
Comprimento da câmara para o deslocamento zero	0	mm

BAP11-10 BAP11-12 BAP12-9

Diâmetro do êmbolo	18	mm
Diâmetro da haste	14	mm
Comprimento da câmara para o deslocamento zero	0	mm

MAS005-10

Massa	0.25	kg
Coeficiente de atrito viscoso	0	N/(m/s)

Força de atrito de Coulomb	0	N
Força de atrito estático	0	N
Limite de deslocamento inferior	-0.008	m
Limite de deslocamento superior	0	m
Ângulo de inclinação da massa	0	graus

SPR000A-3

Constante elástica da mola	5300	N/m
Pré-carga da mola	137.5	N

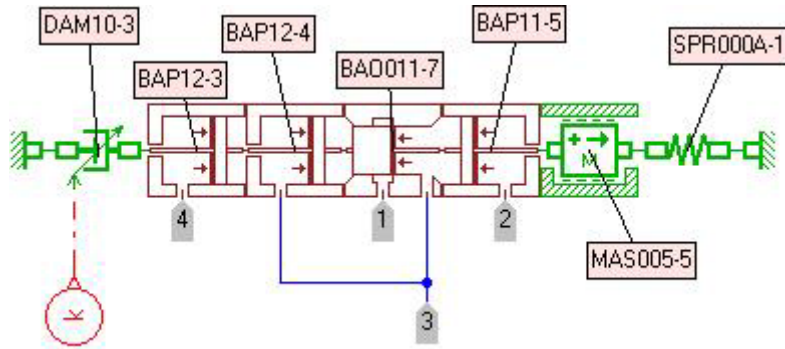


Figura 6.4 – Modelo em AMESim da Válvula compensadora de duas vias.

Parâmetros do modelo de válvula compensadora de duas vias

Parâmetros	Valor	Unidade
BAO011-8 : parâmetros		
Diâmetro do carretel	18	mm
Diâmetro da haste	14	mm
Coefficiente de descarga máximo	0.7	adim
Número de Reynolds crítico	100	adim
Sobreposição negativa correspondente ao deslocamento zero	7	mm
Sobreposição negativa correspondente à mínima área	0	mm
Sobreposição negativa correspondente à máxima área	1,00E+30	mm
Comprimento da câmara para o deslocamento zero	0	mm
Ângulo do jato	69	graus
Coefficiente da força do jato	0	adim
BAP11-6 BAP12-5		
Diâmetro do êmbolo	18	mm
Diâmetro da haste	0	mm
Comprimento da câmara para o deslocamento zero	0	mm
BAP12-6 : parâmetros		
Diâmetro do êmbolo	18	mm
Diâmetro da haste	14	mm

Comprimento da câmara para o deslocamento zero	0	mm
--	---	----

MAS005-7 : parâmetros

Massa	0.2	kg
Coeficiente de atrito viscoso	0	N/(m/s)
Força de atrito de Coulomb	0	N
Força de atrito estático	0	N
Limite de deslocamento inferior	0	m
Limite de deslocamento superior	0.007	m
Ângulo de inclinação da massa	0	graus

SPR000A-2 : parâmetros

Constante elástica da mola	8200	N/m
Pré-carga da mola	178	N

APENDICE B

DESENHOS DA BANCADA

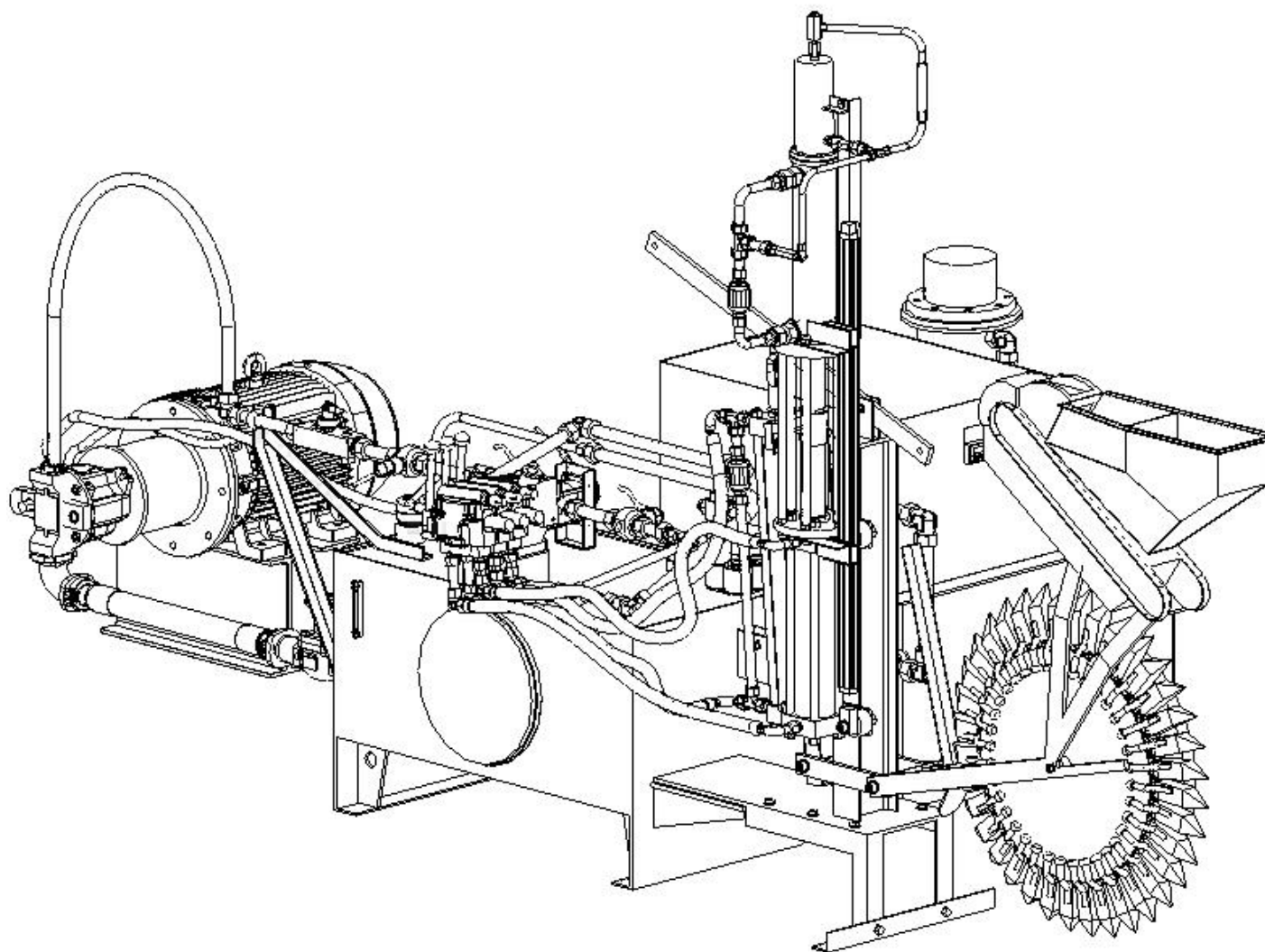


Figura 6.5 – Vista em perspectiva 1 do desenho da bancada de testes.

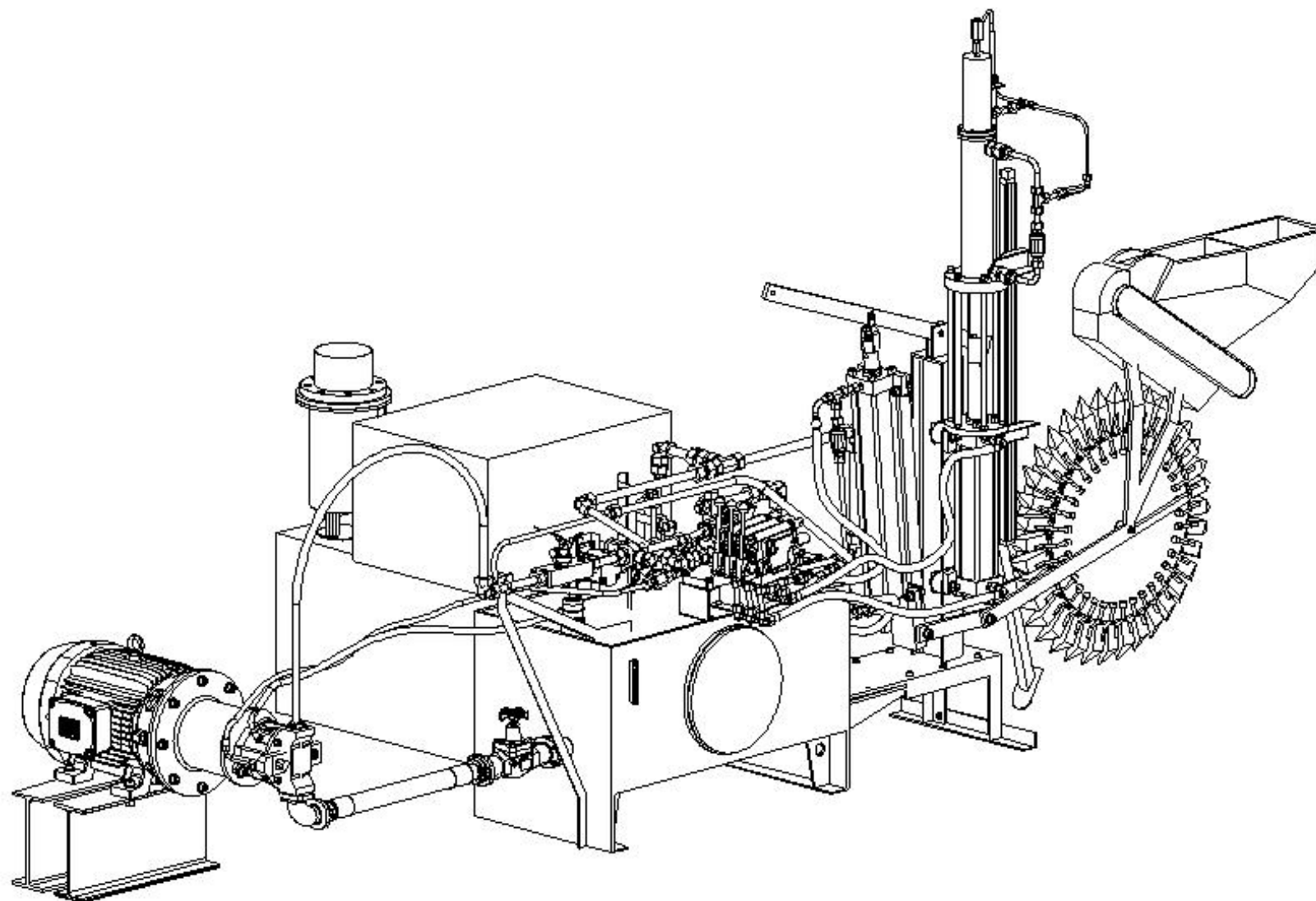


Figura 6.6 - Vista em perspectiva 2 do desenho da bancada de testes.

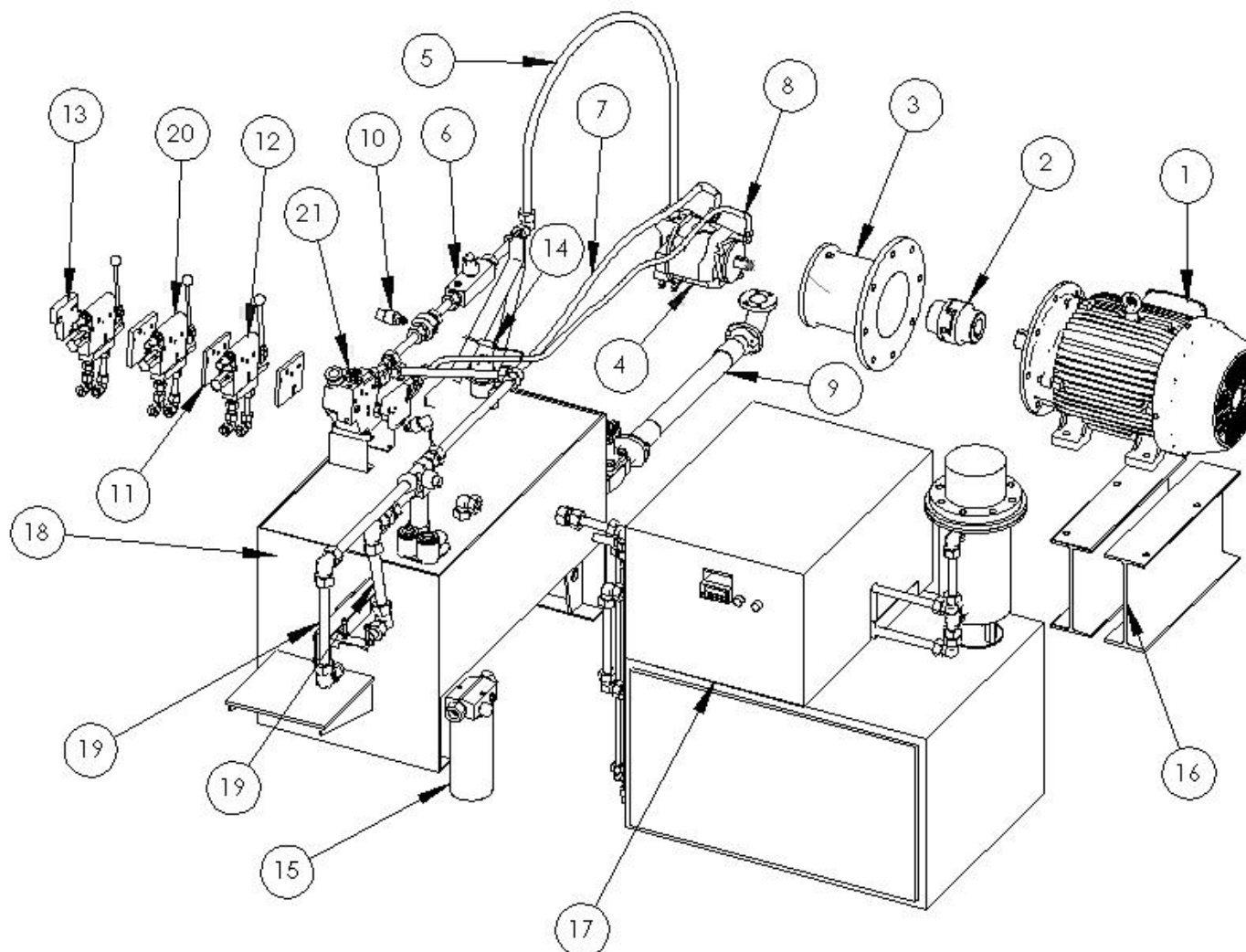


Figura 6.7 – Vista em perspectiva explodida do circuito de potência da bancada de testes.

Tabela 6.1 - Identificação dos componentes e partes construtivas do circuito de potência da bancada de testes.

IDENTIFICAÇÃO DAS PARTES DO CIRCUITO DE POTÊNCIA DA BANCADA DE TESTES	
Nº	IDENTIFICAÇÃO
1	Motor elétrico
2	Acoplamento flexível
3	Flange
4	Bomba hidráulica de deslocamento variável de pistões axiais
5	Mangueira hidráulica da linha de suprimento
6	Medidor de vazão
7	Tubulação do dreno da bomba
8	Tubulação da linha de pilotagem
9	Tubulação da linha de sucção
10	Transmissor de pressão (duas unidades)
11	Placa espaçadora
12	Fatia com válvula compensadora de pressão de três vias
13	Placa de fechamento
14	Termopar instalado na linha de suprimento
15	Filtro de óleo na linha de retorno
16	Base para sustentação do motor elétrico
17	Unidade de controle de temperatura
18	Reservatório de óleo hidráulico
19	Tubulação da linha de retorno
20	Fatia com válvula compensadora de pressão de duas vias
21	Bloco de sustentação

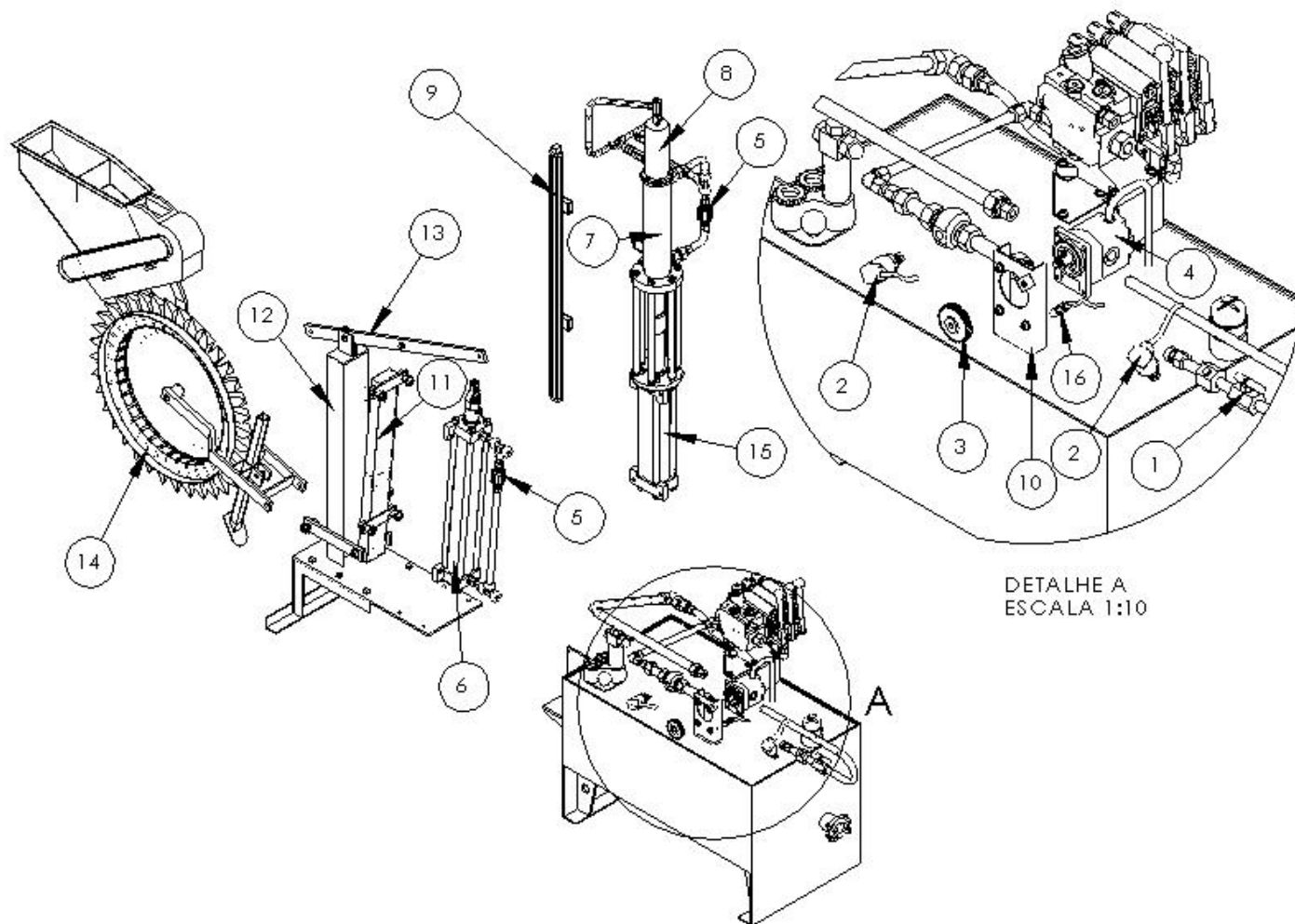


Figura 6.8 - Vista em perspectiva explodida do circuito de atuação da bancada de testes.

Tabela 6.2 – Identificação dos componentes e partes construtivas do circuito de atuação da bancada de testes.

IDENTIFICAÇÃO DAS PARTES DO CIRCUITO DE ATUAÇÃO DA BANCADA DE TESTES	
Nº	IDENTIFICAÇÃO
1	Válvula de agulha
2	Transmissor de pressão
3	Roda dentada
4	Motor hidráulico
5	Válvula redutora de vazão
6	Cilindro hidráulico para movimentação da plantadora
7	Cilindro hidráulico utilizado como carga
8	Reservatório de óleo hidráulico
9	Transdutor de deslocamento
10	Suporte para o motor hidráulico
11	Suporte para o cilindro hidráulico que movimenta a plantadora
12	Suporte para os cilindros hidráulicos e a plantadora de alho
13	Alavanca para elevação da plantadora de alho
14	Plantadora de alho
15	Cilindro hidráulico
16	Tacômetro

APENDICE C

SISTEMA PARA CONTROLE DE TEMPERATURA

Com o objetivo de estabelecer o condicionamento térmico do fluido hidráulico confinado no reservatório, foi utilizada uma unidade de controle e medição de temperatura. Através deste sistema, define-se uma temperatura de operação, conforme as necessidades de utilização do sistema hidráulico. Esta temperatura de referência é mantida dentro de uma faixa de dispersão.

Na Figura 6.9, observa-se o diagrama hidráulico da unidade de controle de temperatura e, posteriormente, na Tabela 6.3 estão descritos os componentes que compõem este circuito. Neste sistema a vazão é fornecida através de uma bomba de palhetas de vazão variável (0P1), cujas especificações encontram-se no APENDICE D. Posteriormente à bomba, uma válvula direcional de quatro vias e duas posições (0V1), define o sentido de escoamento do fluido conforme a temperatura em que este se encontra em relação à temperatura de referência.

Quando a temperatura do fluido está abaixo da temperatura de referência, fora da faixa de dispersão, a válvula é acionada permitindo o escoamento através do aquecedor (2Z1). Com relação ao aquecimento, é realizado com o auxílio de uma resistência elétrica imersa no fluido.

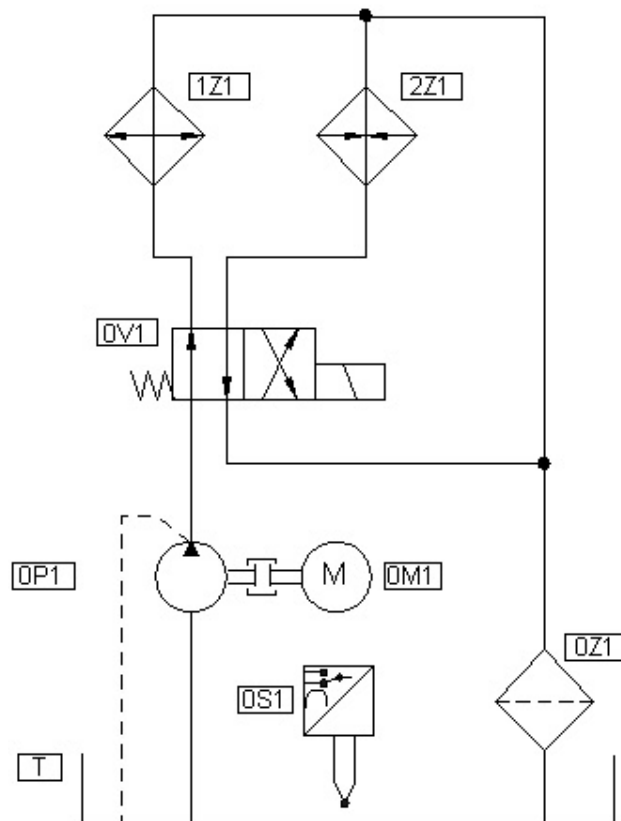


Figura 6.9 – Circuito hidráulico do controlador de temperatura.

Quando o fluido apresenta uma temperatura superior à temperatura de referência, fora da faixa de dispersão, a válvula não é acionada pelo solenóide e permanece desta forma na posição definida pela mola, conseqüentemente o escoamento do fluido ocorre através do resfriador (1Z1). Sendo este resfriador composto por um trocador de calor do tipo óleo ar com ventilação forçada, a qual é realizada através de um ventilador centrífugo do tipo ciroco. Com relação ao filtro utilizado na linha de retorno (0Z1), é o mesmo utilizado pelo sistema com a bomba de pistões axiais de deslocamento variável.

Tabela 6.3 – Componentes do circuito hidráulico do controlador de temperatura.

CIRCUITO HIDRÁULICO DO CONTROLADOR DE TEMPERATURA	
Descrição	Código do componente
Bomba de palhetas	0P1
Motor elétrico	0M1
Válvula direcional de quatro vias e duas posições	0V1
Aquecedor	2Z1
Resfriador	1Z1
Filtro de retorno	0Z1
Sensor de temperatura	0S1

Através do circuito elétrico de comando da unidade de controle e medição de temperatura, representado na Figura 6.10, observa-se o chaveamento entre as contadoras. Deste modo, quando é necessário resfriar o fluido são chaveadas, através do controlador, as contadoras, C40 responsável pelo acionamento do ventilador centrífugo e C50 responsável pelo acionamento do motor elétrico acoplado à bomba hidráulica. De modo análogo, para aquecer o fluido quando este se encontra abaixo da temperatura de referência, são chaveadas as contadoras, C50, C60 responsável por energizar a resistência do aquecedor, e o solenóide K1 da válvula direcional.

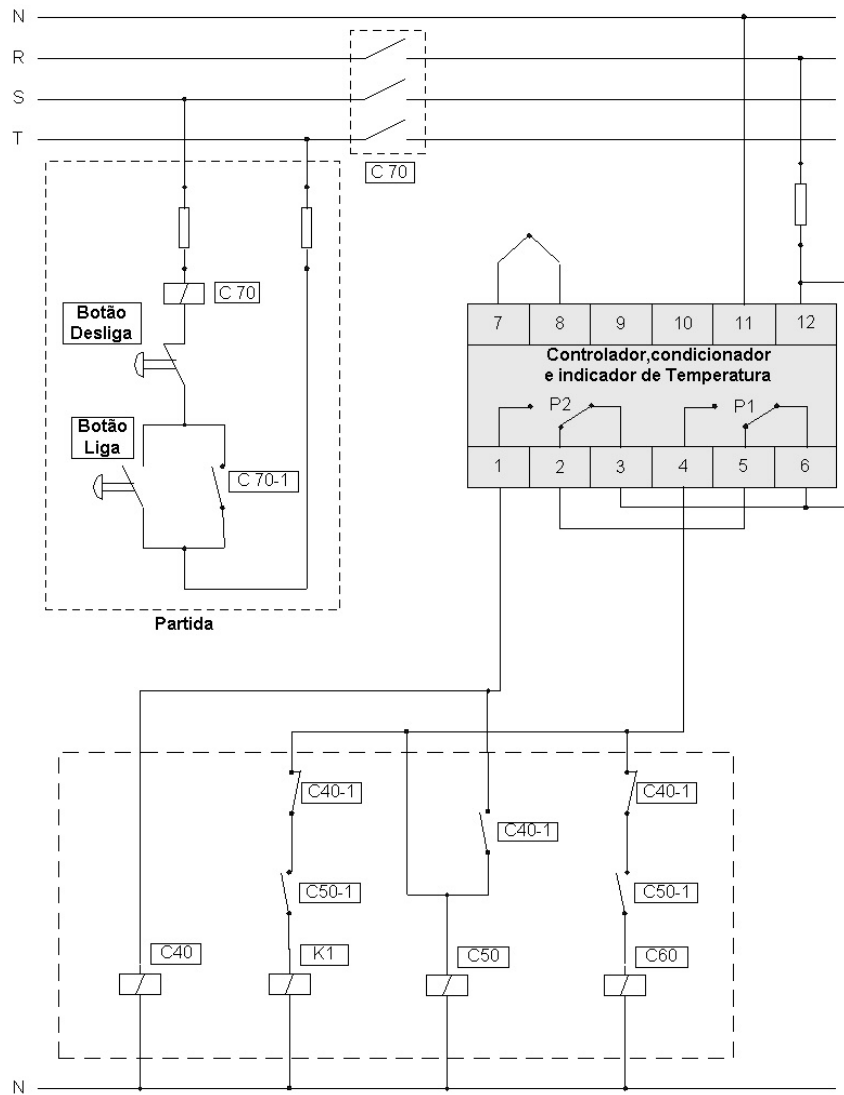


Figura 6.10 – Circuito elétrico de comando para aquecimento e resfriamento.

No diagrama elétrico das Figura 6.10 e Figura 6.11, observa-se uma contatora C70 inserida no circuito com o objetivo de manter energizado todo o sistema. Através da botoeira liga, a contatora é acionada e mantém-se assim por meio do contato normalmente aberto (C 70-1) inserido no circuito até que a botoeira desliga seja acionada. Ainda na Figura 6.11 pode-se observar o esquema de ligação dos motores elétricos responsáveis pelo acionamento da bomba de palhetas e do ventilador centrífugo, além da resistência elétrica para o aquecimento do fluido hidráulico.

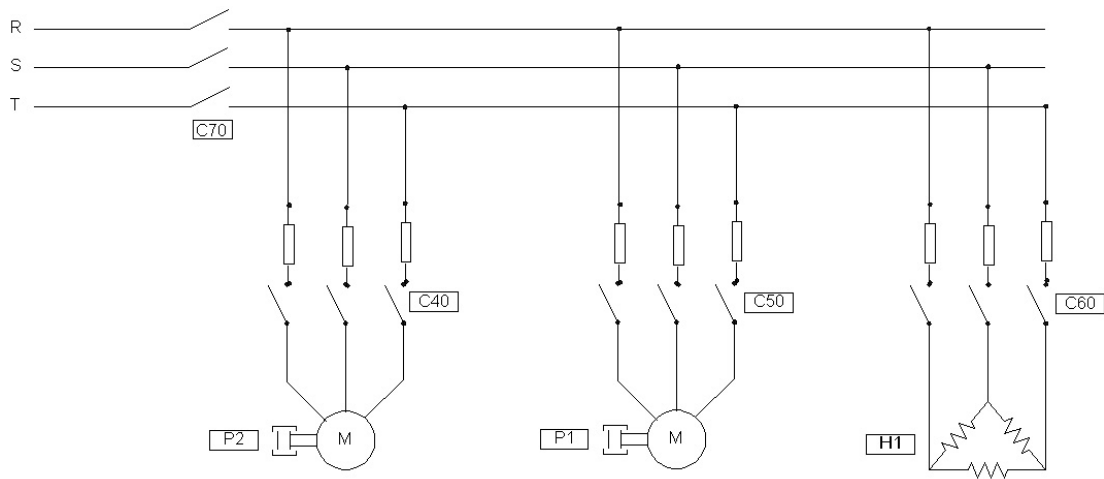


Figura 6.11 – Circuito elétrico de potência para aquecimento e resfriamento.

APENDICE D

ESPECIFICAÇÃO TÉCNICA DOS COMPONENTES

Na realização dos testes do circuito com bomba de deslocamento variável utilizou-se uma bomba de pistões axiais com regulador de vazão e pressão, com pressão nominal de $2,8 \times 10^7 Pa$ (280 bar) e pressão de pico de $3,5 \times 10^7 Pa$ (350 bar), vazão máxima de $1,78 \times 10^{-3} m^3/s$ (106,5 lpm) em 1500 rpm, cujo modelo é: A10VSO71DFR1/31R-PPA12N00, sendo esta especificação apresentada no Diagrama 6.1.

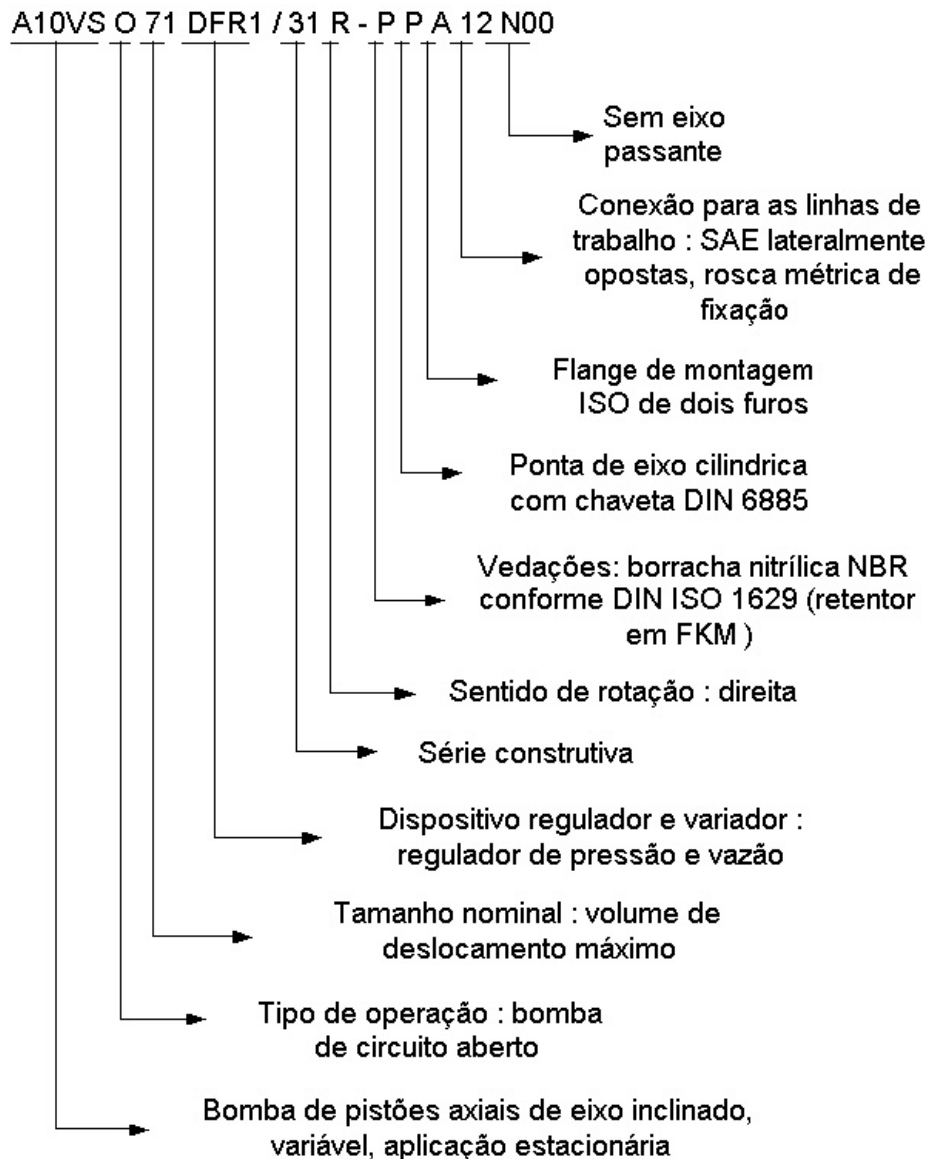


Diagrama 6.1 – Especificações técnicas de bomba de pistões axiais (MANNESMANN REXROTH, 2000).

A bomba de deslocamento fixo descrita no sistema hidráulico do item 3.3 refere-se à uma bomba de engrenagens externas da marca Bosch Rexroth, com pressão nominal de $1,75 \times 10^7 \text{ Pa}$ (175 bar) e pressão máxima intermitente de $2 \times 10^7 \text{ Pa}$ (200 bar), vazão máxima de $1,067 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ (64 lpm) em 1750 rpm e $1,75 \times 10^7 \text{ Pa}$ (175 bar), cujo modelo é: 1PF2G3-30B/038RA07MB, sendo esta especificação apresentada no Diagrama 6.2.

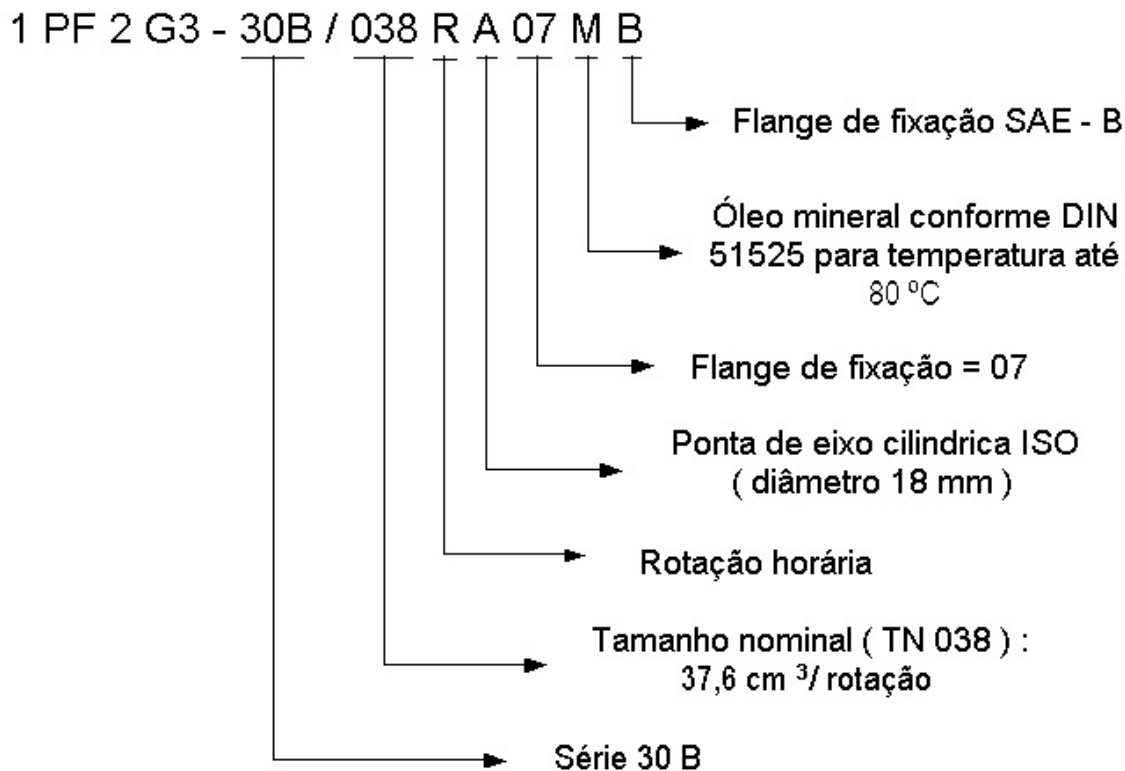


Diagrama 6.2 – Especificações técnicas da bomba de engrenagens externas.

A unidade de controle e medição de temperatura possui uma bomba de palhetas de deslocamento variável da marca Racine, com vazão de $3,78 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ (22,7 l/min) em 1750 rpm e pressão máxima de $3,5 \times 10^6 \text{ Pa}$ (35 bar), cujo modelo é: PQV-PNSO-06CR, sendo esta especificação apresentada no Diagrama 6.4.

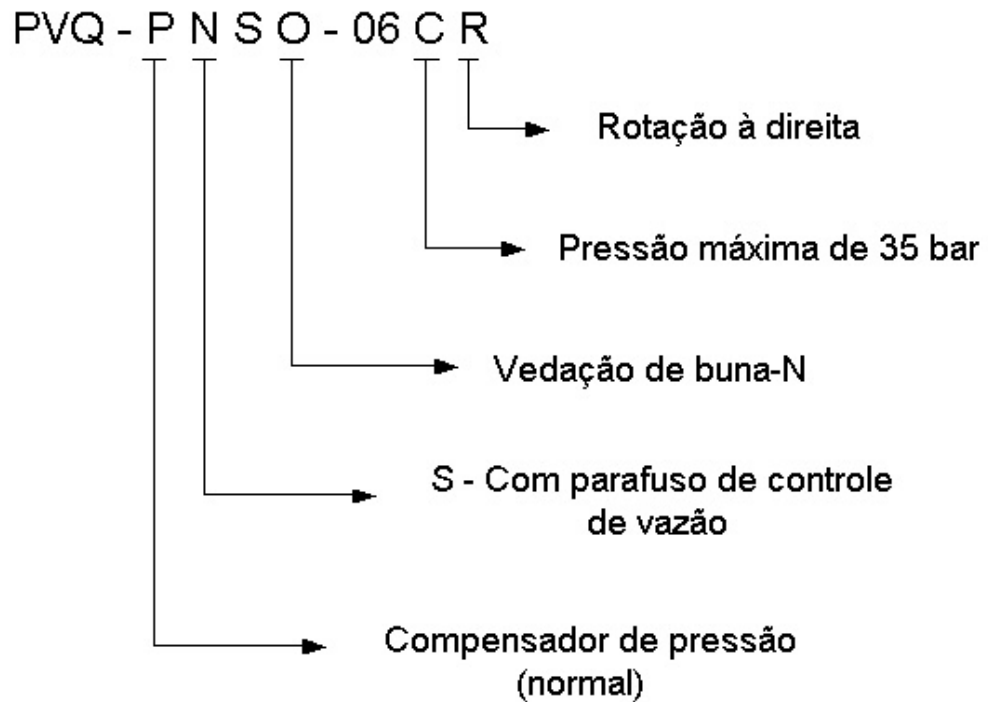


Diagrama 6.3 – Especificações técnicas da bomba de palhetas utilizada na unidade de medição e controle de temperatura (RACINE HIDRÁULICA).

A válvula direcional da marca Rexroth, cuja especificação está apresentada no Diagrama 6.5, é utilizada na unidade de medição e controle de temperatura.

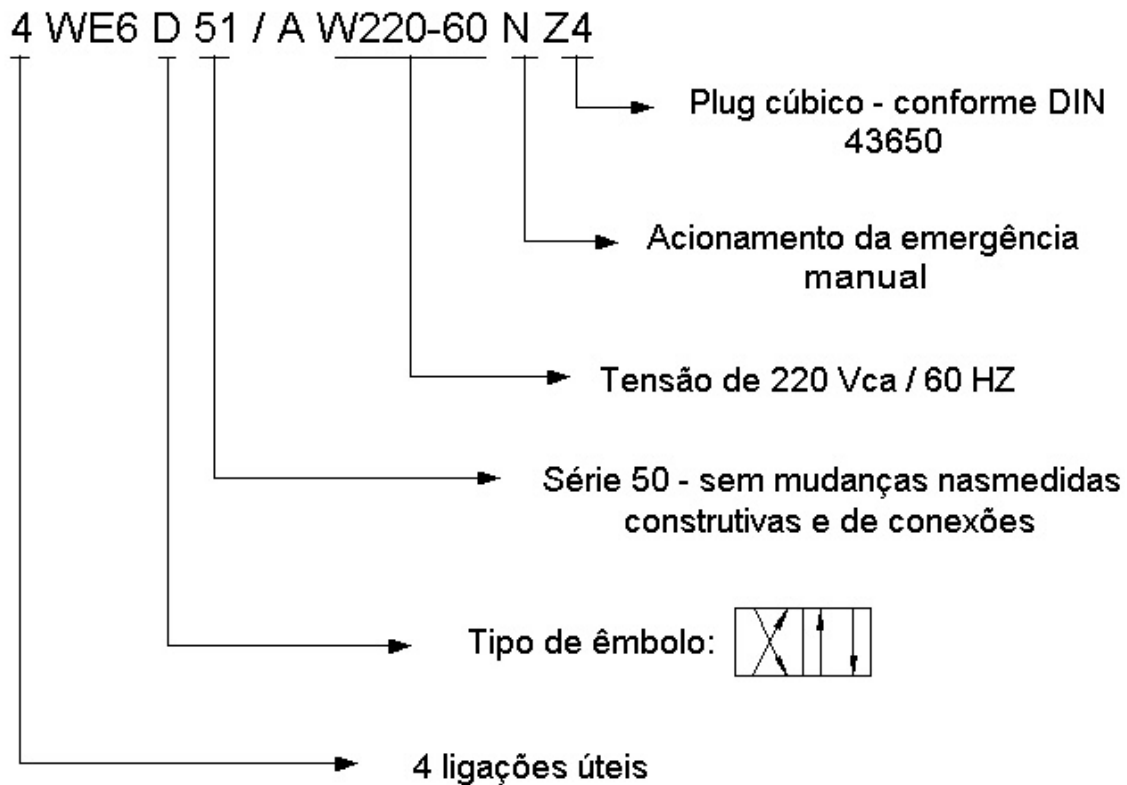


Diagrama 6.4 – Especificações técnicas da válvula direcional 4/2 vias utilizada na unidade de medição e controle de temperatura (REXROTH, 1988).

As especificações técnicas das fatias utilizadas na realização dos experimentos encontram-se descritas nos Diagrama 6.5 e Diagrama 6.6.



Diagrama 6.5 - Especificações técnicas da fatia com válvula compensadora de pressão de três vias (SCHWARZ, 2007).

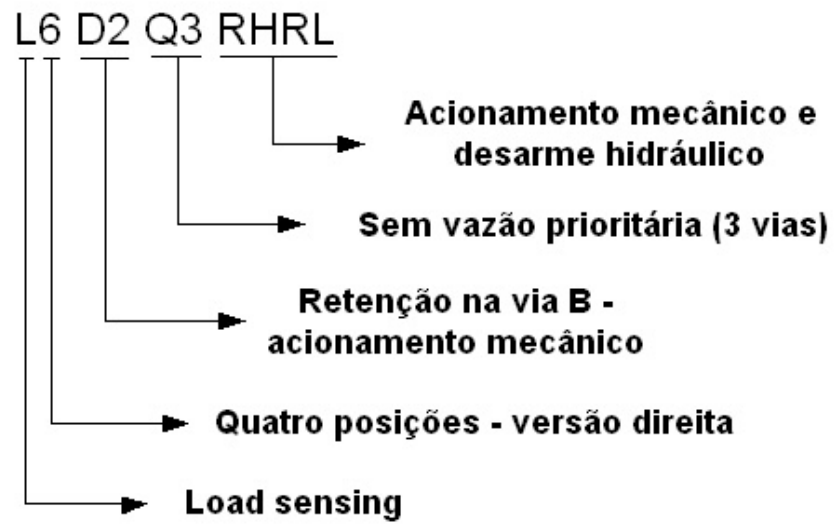


Diagrama 6.6 - Especificações técnicas da fatia com válvula compensadora de pressão de duas vias (SCHWARZ, 2007).