

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

**PROJETO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UMA FURADEIRA
HIDRÁULICA**

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

MATHEUS IBAGY PACHECO

Florianópolis, novembro de 2011

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

**PROJETO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UMA FURADEIRA
HIDRÁULICA**

MATHEUS IBAGY PACHECO

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. Júlio César Passos, Dr. - Coordenador do Programa

BANCA EXAMINADORA

Prof. André Ogliari, Dr. Eng.

Prof. Amir Antônio Martins de Oliveira Junior, Ph.D.

Prof. Antônio Carlos Valdiero, Dr. Eng.

Catálogo na fonte pela Biblioteca Universitária
da
Universidade Federal de Santa Catarina

P116p Pacheco, Matheus Ibagy

Projeto teórico-experimental de uma furadeira hidráulica
[dissertação] / Matheus Ibagy Pacheco ; orientador, Victor
Juliano De Negri. - Florianópolis, SC, 2011.

195 p.: il., tabs., graf.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa
Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia mecânica. 2. Sistemas hidráulicos - Projetos.
3. Máquinas de perfuração. 4. Projetos - Metodologia. I. De
Negri, Victor Juliano. II. Universidade Federal de Santa
Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.
III. Título.

CDU 621

“Se você se comparar com os outros, tornar-se-á presunçoso e magoado, pois haverá sempre alguém superior e alguém inferior a você.”

Max Ehrmann

Aos meus pais,
Armando e Maria Helena,
que por uma vida de dedicação,
amor e trabalho sempre possibilita-
ram a seus filhos a oportunidade de
realizar sonhos e conquistas.

AGRADECIMENTOS

A Deus, que por sua presença, luz e força sempre me abençoa e capacita para tudo aquilo que Ele me destina.

A minha noiva, Marcela, por todo amor e apoio dedicado a mim, pelos bons momentos, pela paciência, pela suas palavras de confiança e incentivo tanto nas vitórias quanto nos insucessos para o desenvolvimento deste trabalho.

Ao Prof. Dr. Victor Juliano De Negri, muito obrigado pela amizade, paciência e orientação ao longo desses muitos anos de trabalho conjunto no LASHIP.

Aos meus irmãos, Bernardo, Gustavo e Débora, exemplos de dignidade, bondade e caráter, assim como a minha querida sobrinha Maria Eduarda.

A minha família presente em Florianópolis, pelos bons momentos e convívio que passamos durante toda a graduação assim como no mestrado pela casa do Tio José Ibagy.

Aos meus amigos do LASHIP Alisson, Brisot, Cristiano, Desyel, Gilson, Galaz, Luciano Retzlaff, Yuji, Mauro, Facundo, Yesid, Kinceller, Victor, Flesch, Luciano Endler, Job e Paulo pelo grande apoio neste período de aprendizagem, companheirismo e agradáveis momentos de convivência nos diversos retiros espirituais realizados.

Um agradecimento em especial aos amigos Magson e Daniel pelos anos de convivência e companheirismo.

Ao Prof. Amir, pela sua disponibilidade e auxílio prestado.

À MEDAL – Metalúrgica Dalla Lana LTDA, em especial à Eduardo Dalla Lana por todo o suporte dado.

À UFSC pelo apoio acadêmico e a CAPES pelo apoio financeiro.

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

SUMÁRIO

Lista de figuras	xv
Lista de tabelas	xxi
Simbologia	xxiii
Resumo.....	xxv
Abstract	xxvii
Introdução	1
1.1 Contextualização.....	1
1.2 Objetivos	2
1.3 Metodologia empregada.....	3
1.4 Abrangência	5
1.5 Justificativas.....	5
1.6 Estrutura deste documento	5
Projeto Informacional.....	7
2.1 Planejamento de produto.....	7
2.1.1 Modelo original.....	8
2.2 Análise de mercado, produtos e das tecnologias – Estado da arte de furadeiras.....	10
2.2.1 Furadeiras manuais	10
2.2.2 Furadeiras elétricas	11
2.2.3 Furadeiras pneumáticas.....	12
2.2.4 Furadeiras hidráulicas	12
2.3 Sistema hidráulico em tratores	14
2.3.1 Sistema com limitação de pressão	15
2.3.2 Sistemas <i>load sensing</i>	17
2.3.3 Mercado brasileiro de tratores e características de seus sistemas hidráulicos	19
2.4 Ciclo de vida do produto.....	21
2.5 Identificação dos usuários	22
2.6 Necessidades e requisitos dos usuários	22
2.7 Requisitos de projeto.....	25
2.7.1 Manutenção e confiabilidade	25
2.7.2 Fabricação.....	26
2.7.3 Utilização.....	26
2.7.4 Descarte	28
2.8 Método do desdobramento da função qualidade.....	28
2.9 Apresentação das especificações de projeto do produto	29
2.10 Considerações finais	34
Projeto Conceitual.....	37
3.1 Estrutura Funcional	37

3.2 Estruturas funcionais alternativas	41
3.2.1 Métodos de controle de vazão	43
3.2.2 Seleção da função parcial	46
3.3 Desenvolvimento da estrutura funcional selecionada	47
3.3.1 Transmissão do fluido	47
3.3.2 Concepção de motor	48
3.3.3 Sistema de acionamento	51
3.3.4 Controle e limitação da potência – Modelo original e conceitos	54
3.3.4.1 Modelo original	54
3.3.4.2 Concepção I	55
3.3.4.3 Concepção II	55
3.3.4.4 Concepção III	57
3.4 Definição das válvulas utilizadas no circuito	58
3.4.1 Válvula de controle da concepção I	60
3.4.2 Válvula de controle da concepção II	60
3.4.3 Válvula de controle da concepção III	61
3.4.4 Válvula de segurança	61
3.5 Considerações finais	61
Projeto Preliminar – Modelagem e Análise das Concepções	63
4.1 Experimento	63
4.1.1 Bancada de testes e condições de ensaio	63
4.2 Modelagem matemática	70
4.2.1 Modelo Idealizado – AMESim	71
4.2.2 Caracterização da queda de pressão na linha de retorno	72
4.2.3 Caracterização da queda de pressão na linha da válvula de controle	74
4.2.4 Caracterização da perda de carga na linha do motor hidráulico	75
4.2.5 Rendimento Volumétrico	76
4.3 Modelo Adaptado – AMESim	78
4.4 Análise das concepções	83
4.4.1 Concepção I	83
4.4.2 Concepção II	85
4.4.3 Concepção III	86
4.5 Comparação dos resultados da modelagem das concepções	88
4.6 Seleção da solução	91
4.6.1 Eficiência energética	93
4.6.2 Número de componentes e custos de fabricação	94
4.6.3 Peso do equipamento e confiabilidade	95
4.6.4 Frequência de rotação	95

4.7	Definição da solução apresentada	96
4.8	Considerações Finais.....	97
Projeto Preliminar – Dimensionamento Da Solução Adotada		99
5.1	Análise de Sensibilidade	99
5.2	Parâmetros analisados	100
5.2.1	Diâmetro do carretel	100
5.2.2	Curso total de trabalho.....	101
5.2.3	Comprimento do cone.....	101
5.2.4	Folga	101
5.2.5	Força de escoamento.....	104
5.3	Critérios.....	108
5.3.1	Controle de rotação.....	108
5.3.2	Potência dissipada.....	109
5.3.3	Forças de escoamento	111
5.3.3.1	Características gerais da simulação	113
5.3.3.2	Tipo de escoamento	115
5.3.3.3	Características gerais	119
5.3.3.4	Definição da malha.....	119
5.3.3.5	Resultados.....	124
5.3.3.5.1	Definição da posição do canal de suprimento de fluido	124
5.3.3.5.2	Resultados para os casos I e II.....	126
5.3.3.6	Determinação do coeficiente de descarga.....	133
5.3.4	Fabricação.....	134
5.4	Dimensionamento das vedações, molas e sistema de acionamento	134
5.4.1	Vedações estáticas	134
5.4.2	Vedações Dinâmicas.....	135
5.4.3	Molas de compressão.....	137
5.4.4	Dimensionamento do sistema de acionamento	138
5.5	Considerações finais	139
Projeto Detalhado – Construção e testes		141
6.1	Projeto e fabricação do protótipo	141
6.2	Ensaio de potência dissipada.....	142
6.3	Rendimento Mecânico	144
6.4	Diferença de pressão na válvula.....	147
6.5	Forças de atrito.....	148
6.6	Forças de acionamento	149
6.7	Considerações finais	150
Conclusões		153
Referências bibliográficas		157

Apêndices.....	165
A. Entrevista com usuários	167
B. Bancada de ensaios.....	169
B.1 Bancada de testes	172
B.1.1 Medição de pressão	174
B.1.2 Medição de torque e rotação	174
B.1.3 Medição de Vazão Volumétrica	175
B.1.4 Medição da posição	176
B.1.5 Medição da Força	176
B.1.6 Sistema de aquisição de dados utilizado	177
C. Modelo em AMESim	179
C.1 Submodelos	179
C.1.1 Fonte de vazão.....	179
C.1.2 Válvula de controle	179
C.1.3 Válvula de retenção	180
C.1.4 Fluido utilizado	180
C.1.5 Motor Hidráulico e deslocamento volumétrico.....	181
C.2 Modelo original Idealizado	182
C.3 Modelo adaptado.....	184
C.4 Modelo em AMESim para a concepção I.....	187
C.5 Modelo em AMESim para a concepção II	190
C.6 Modelo em AMESim para a concepção III.....	193
C.7 Modelo em AMESim utilizada na análise de sensibilidade	195

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1: Macro fases e fases do processo de desenvolvimento de produto (ROMANO, 2003).....	4
Figura 2.1: Modelo original da furadeira hidráulica.	8
Figura 2.2: Diagrama hidráulico do modelo original.	9
Figura 2.3: Furadeira de peito manual (WIKIMEDIA COMMONS, 2011).....	11
Figura 2.4: Furadeira elétrica (BOSCH, 2009).	11
Figura 2.5: Furadeira Pneumática (SCHULZ, 2004).	12
Figura 2.6: Furadeira hidráulica Stanley CD10 (STANLEY, 2010).	13
Figura 2.7: Furadeira hidráulica Stanley DL07 (STANLEY, 2010).	13
Figura 2.8: Martetele hidráulico Stanley HD08 (STANLEY, 2010)....	14
Figura 2.9: Sistema hidráulico com válvula de centro aberto e bomba de deslocamento fixo (adaptado de RETZLAFF, 2007).....	16
Figura 2.10: Sistema hidráulico com vazão variável e pressão de trabalho ajustada (RETZLAFF, 2007).	17
Figura 2.11: Sistema hidráulico com controle da pressão de suprimento (RETZLAFF, 2007).	18
Figura 2.12: Sistema hidráulico com controle de pressão e vazão (RETZLAFF, 2007).	19
Figura 2.13: Venda de tratores no mercado brasileiro no período de 2006 à 2010 (ANFAVEA, 2011).	20
Figura 2.14: Principais passos seguidos no projeto informacional.	35
Figura 3.1: Funções Elementares do modelo original.	38
Figura 3.2: Funções parciais do modelo original (método de controle de vazão por sangria).	40
Figura 3.3: Função global do sistema técnico.	41
Figura 3.4: Métodos de controle de vazão (De Negri, 2011).	43
Figura 3.5: Estrutura funcional para controle de vazão na entrada e na saída.	45
Figura 3.6: Circuito hidráulico da furadeira hidráulica original conectada a válvula direcional da unidade hidráulica de um trator.	46
Figura 3.7: Mangueira de alta pressão TR8 (GOODYEAR, 2011).....	48
Figura 3.8: Área da célula de transporte de fluido.	50
Figura 3.9: Pressão palmar em um dinamômetro Jamar® (BRACE SHOP, 2011).	52
Figura 3.10: Média geral da força de prensão palmar (Adaptado de CAPORRINO, <i>et al.</i> , 1998).	53

Figura 3.11: Circuito hidráulico simplificado do modelo original e da concepção I.....	54
Figura 3.12: Válvula de controle de vazão de três vias. (LINSINGEN, 2008).....	56
Figura 3.13: Sistema hidráulico simplificado para a segunda concepção.	57
Figura 3.14: Circuito hidráulico simplificado para a solução III.	58
Figura 3.15: Principais passos seguidos na fase de Projeto Conceitual.	62
Figura 4.1: Diagrama hidráulico da bancada de testes e do modelo original da furadeira.....	64
Figura 4.2: Bancada de testes.....	64
Figura 4.3: Curvas experimentais de pressão pela vazão na furadeira hidráulica na situação (1).....	67
Figura 4.4: Potência dissipada na furadeira hidráulica para a situação (1).....	68
Figura 4.5: Rotação da furadeira hidráulica obtida experimentalmente em 4 níveis de torque atuando no motor.....	68
Figura 4.6: Rendimento global experimental do modelo original para diversos torques no eixo e vazões.....	69
Figura 4.7: Modelo idealizado da furadeira hidráulica em AMESim. ...	71
Figura 4.8: Diferença dos resultados experimentais e do modelo idealizado na perda de carga existente na linha de retorno.....	73
Figura 4.9: Diferença de pressão entre o modelo experimental e o modelo idealizado quando a vazão escoar somente pela válvula de controle.	74
Figura 4.10: Diferença de pressão entre o modelo idealizado e o sistema real para a linha do motor.	75
Figura 4.11: Vazão geométrica (teórica) versus Vazão efetiva no motor hidráulico.	77
Figura 4.12: Modelo adaptado em AMESim da furadeira hidráulica original.....	78
Figura 4.13: Comparativo das pressões do modelo experimental com o modelo adaptado quando a válvula está em sua posição inicial (motor parado).....	79
Figura 4.14: Comparativo da potência dissipada entre o modelo experimental e o modelo adaptado quando a válvula está em sua posição inicial (motor parado).....	80
Figura 4.15: Comparação entre os resultados simulados e experimentais para a condição (2) com um torque de 2,5 Nm.....	80
Figura 4.16: Comparação entre os resultados simulados e experimentais para a condição (2) com um torque de 3,5 Nm.....	81

Figura 4.17: Comparação entre os resultados simulados e experimentais para a condição (2) com um torque de 4,5 Nm.	81
Figura 4.18: Comparação entre os resultados simulados e experimentais para a condição (2) com um torque de 5,5 Nm.	82
Figura 4.19: Comparação entre o rendimento simulado e experimental.	82
Figura 4.20: Válvula cônica do modelo original e da concepção I.	84
Figura 4.21: Perda de carga da furadeira hidráulica para a concepção I com a válvula na posição neutra.	84
Figura 4.22: Modelo em AMESim da concepção II.	85
Figura 4.23: Esboço da balança de pressão.	86
Figura 4.24: Modelo em AMESim para a concepção III.	87
Figura 4.25: Diferença de pressão para as três soluções desenvolvidas e para o modelo original quando a válvula está na posição neutra.	88
Figura 4.26: Comparativo da potência dissipada para as três soluções e modelo original para a válvula de controle na posição neutra.	89
Figura 4.27: Comparativo da rotação do motor para um torque de 5,5 Nm.	90
Figura 4.28: Comparativo entre a diferença de pressão entre as vias p_S e p_T para um torque no motor de 5,5 Nm.	90
Figura 4.29: Comparativo do rendimento da furadeira hidráulica para um torque de 5,5 Nm.	91
Figura 4.30: Principais passos seguidos no projeto preliminar - modelagem e análise das concepções.	98
Figura 5.1: Tipos de danos de partículas duras (PARKER, 20XX). ...	102
Figura 5.2: Curvas típicas de forças de escoamento, adaptado de Merritt (1967).	106
Figura 5.3: Tipos analisados de obturadores cônicos e compensadores de força de escoamento.	107
Figura 5.4: Rotação pela posição para um carretel com 12 mm de diâmetro com diferentes ângulos de cone.	108
Figura 5.5: Rotação pela posição para um carretel com 14 mm de diâmetro com diferentes ângulos de cone.	109
Figura 5.6: Rotação pela posição para um carretel com 16 mm de diâmetro com diferentes ângulos de cone.	109
Figura 5.7: Curvas da potência dissipada no motor hidráulico para três diâmetros de carretel.	110
Figura 5.8: Potência dissipada na válvula com obturador cônico de ângulo de 6 graus.	110
Figura 5.9: Regiões de atuação da força de escoamento.	111

Figura 5.10: Orifício de controle da válvula de assento cônico (CHAPPLE, 2003).....	112
Figura 5.11: Detalhe do orifício de controle (CHAPPLE, 2003).....	112
Figura 5.12: Compensadores analisados.....	113
Figura 5.13: Circuito hidráulico dos casos analisados.....	114
Figura 5.14: Posições de abertura do carretel.....	115
Figura 5.15: Área de passagem de fluido planificada e perímetro molhado utilizados para determinação do diâmetro hidráulico.....	117
Figura 5.16: Número de elementos das malhas utilizadas na análise.....	120
Figura 5.17: Malhas utilizadas no estudo de malha.....	121
Figura 5.18: Diferença de pressão nas portas de entrada e saída do modelo da válvula para seis tipos de malha.....	122
Figura 5.19: Forças axiais resultantes no carretel para seis tipos de malha.....	122
Figura 5.20: Velocidade máxima do fluido para seis tipos de malha.....	123
Figura 5.21: Malha utilizada para o carretel com compensador de 90 graus e diâmetro de 17 mm, conectado ao motor hidráulico.....	123
Figura 5.22: Vista em corte da malha.....	124
Figura 5.23: Pressão com canal de suprimento centralizado.....	125
Figura 5.24: Pressão com canal de suprimento deslocado.....	125
Figura 5.25: Diferença de pressão simulada para o caso I.....	126
Figura 5.26: Características do escoamento no orifício do carretel sem compensador – caso I.....	127
Figura 5.27: Características do escoamento no orifício do carretel com compensador de 90 graus e diâmetro de 16 mm – caso I.....	127
Figura 5.28: Características do escoamento no orifício do carretel com compensador de 90 graus e diâmetro de 17 mm – caso I.....	128
Figura 5.29: Características do escoamento no orifício do carretel com compensador de 120 graus e diâmetro de 17 mm – caso I.....	128
Figura 5.30: Força resultante no carretel para o caso I.....	130
Figura 5.31: Força resultante no carretel considerando a via do motor pressurizada em 20 bar – caso II.....	131
Figura 5.32: Forças no carretel estimadas com a pressão do motor em 20 bar – caso II.....	132
Figura 5.33: Comparativo do C_d (adaptado de Linsingen, 2008).....	134
Figura 5.34: Vedação estática no corpo da furadeira.....	135
Figura 5.35: Mecanismo de acionamento da furadeira hidráulica.....	138
Figura 5.36: Principais passos seguidos no projeto preliminar – dimensionamento da solução adotada.....	140
Figura 6.1: Protótipo modelado da furadeira hidráulica baseado na concepção III.....	141

Figura 6.2: Vista explodida do bloco de controle projetado.....	142
Figura 6.3: Protótipo da furadeira montada na bancada de ensaios. ...	143
Figura 6.4: Comparação entre a potência dissipada conforme o modelo teórico em AMESim e experimento.....	144
Figura 6.5: Rotação teórica e experimental verificada na furadeira hidráulica para uma faixa de vazão e diferentes níveis de torque. ...	145
Figura 6.6: Rendimento simulado em AMESim.	146
Figura 6.7: Rendimento teórico e experimental para um torque de 4,5 Nm.	146
Figura 6.8: Rendimento teórico e experimental para um torque de 5,5 Nm.	147
Figura 6.9: Média das forças atuantes no carretel obtidas experimentalmente.....	149
Figura 6.10: Resultado simulado em CFD das forças de acionamento do carretel.....	150
Figura 6.11: Principais passos seguidos no projeto detalhado.	151
Figura B.1: Sistema hidráulico da unidade de potência e controle (Adaptado de RETZLAFF, 2007).....	170
Figura B.2: Sistema hidráulico da bancada de testes do modelo original da furadeira hidráulica.	172
Figura B.3: Bancada de ensaios do protótipo.....	173
Figura B.4: Transmissor de torque e rotação e sistema de condicionamento de sinal.....	175
Figura B.5: Transdutor de Vazão.	175
Figura B.6: Transdutores de pressão, posição e força.....	176
Figura B.7: Placa de aquisição de sinais AQ-USB Resolution 4350. .	177
Figura B.8: Modelo utilizado para monitoramento dos sinais.....	178
Figura C.1: Componente BAP042 (AMESim).....	179
Figura C.2: Submodelo de motor hidráulico MO001C com rendimento mecânico e volumétrico e com indicação das variáveis externas.....	181
Figura C.3: Modelo do motor hidráulico e da carga.....	182
Figura C.4: Modelo original idealizado.....	182
Figura C.5: Modelo em AMESim da furadeira original adaptada.....	184
Figura C.6: Modelo em AMESim da concepção I.....	187
Figura C.7: Modelo em AMESim para a concepção II.....	190
Figura C.8: Modelo em AMESim para a concepção III.....	193

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1: Modelos de furadeiras hidráulicas (STANLEY, 2010).	14
Tabela 2.2: Características gerais do sistema hidráulico de tratores.	21
Tabela 2.3: Tradução das necessidades em requisitos dos usuários.	24
Tabela 2.4: Casa da qualidade. (visão parcial).....	30
Tabela 2.5: Especificações de projeto do produto.....	32
Tabela 3.1: Elementos básicos para a concepção da válvula.	59
Tabela 3.2: Concepções de centro da válvula.	59
Tabela 4.1: Principais componentes da bancada de testes do modelo original.....	65
Tabela 4.2: Matriz de avaliação por comparação dos pesos dos critérios de seleção.....	92
Tabela 4.3: Valoração dos critérios analisados.	93
Tabela 4.4: Valoração numérica da eficiência energética.	94
Tabela 4.5: Valoração de custo de fabricação para três tipos de válvulas.	94
Tabela 4.6: Valoração do número de componentes e de custos de fabricação.....	95
Tabela 4.7: Valoração do critério rotação.	96
Tabela 4.8: Ordenação das concepções do produto.....	97
Tabela 5.1: Casa da qualidade (adaptação).....	100
Tabela 5.2: Danos causados por contaminantes (PARKER, 20XX; DALLA LANA, 2005).....	103
Tabela 5.3: Número de Reynolds calculado e velocidade.....	118
Tabela 5.4: Dados gerais da simulação.	119
Tabela 5.5: Vazão observada no orifício de controle no caso II.	130
Tabela 5.6: Forças existentes para o carretel com compensador de 90 graus e diâmetro de 17 mm para os caso I e caso II.....	133
Tabela 5.7: Coeficiente de descarga do orifício.	133
Tabela 5.8: Características das molas utilizadas.	137
Tabela B.1: Componentes do sistema hidráulico.	171
Tabela B.2: Componentes utilizados nos ensaios das furadeiras.	173
Tabela B.3: Instrumentos utilizados na bancada de ensaios do protótipo.	178
Tabela C.1: Características do fluido.....	181
Tabela C.2: Parâmetros modificados do modelo original idealizado...183	
Tabela C.3: Parâmetros modificados para o modelo da furadeira original adaptada.....	184
Tabela C.4: Parâmetros modificados para a concepção I.....	187

Tabela C.5: Parâmetros modificados para a concepção II.....	190
Tabela C.6: Parâmetros modificados para a concepção III.....	193
Tabela C.7: Parâmetros modificados na concepção III para a análise de sensibilidade.....	195

SIMBOLOGIA

Alfabeto Grego

ρ	Massa específica	[kg/m ³]
μ	Viscosidade absoluta ou dinâmica	[Pa.s]
ν	Viscosidade cinemática	[m ² /s]
φ	Ângulo do vetor velocidade do fluido	[°]
ω	Frequência de rotação	[rad/s]
η_v	Rendimento Volumétrico	[%]
η_g	Rendimento Global	[%]
Δp	Diferença de pressão	[Pa]
δ	Coefficiente de escoamento laminar	[Adm]

Alfabeto Latino

A	Área da seção transversal de cada célula de transporte de fluido	[m ²]
A_{ot}	Área do orifício da linha de retorno	[m ²]
A_{os}	Área do orifício da linha de suprimento	[m ²]
A_{om}	Área do orifício da linha do motor hidráulico	[m ²]
A_0	Área do orifício	[m ²]
A_{pf}	Área de passagem do fluido	[m ²]
A_p	Área do compensador de pressão	[m ²]
A_R	Orifício do compensador de pressão	[m ²]
b	Largura da engrenagem	[m]
C_d	Coefficiente de descarga	[adm]
d_{ex}	Diâmetro externo da engrenagem	[m]
d_{in}	Diâmetro interno da engrenagem	[m]
d_h	Diâmetro hidráulico	[m]
d	Diâmetro da aresta de controle	[m]
D_{tc}	Deslocamento volumétrico da bomba	[m ³ /rad]
F_{esc}	Força de escoamento	[N]
F_{esc1}	Força de escoamento no orifício de controle	[N]
F_{esc2}	Força de escoamento no carretel deslizante	[N]
F_1	Força na área lateral do carretel deslizante	[N]
F_2	Força no obturador cônico e no compensador de forças	[N]
F_3	Força na área externa do obturador cônico	[N]
P	Potência	[kW]

P_m	Potência mecânica	[kW]
P_t	Potência total	[kW]
P_{er}	Perímetro molhado	[m]
p_s	Pressão de suprimento	[Pa]
p_a	Pressão na via A	[Pa]
p_t	Pressão na via de retorno	[Pa]
p_c	Pressão na via de carga	[Pa]
p_{pai}	Pressão pré ajustada na válvula de alívio	[Pa]
q_{c1}	Vazão a jusante da válvula de controle de vazão de três vias	[m ³ /s]
q_{c2}	Vazão a montante da válvula de controle de vazão de três vias	[m ³ /s]
q_{vT}	Vazão volumétrica que escoo pela linha de retorno	[L/min]
q_{vt}	Vazão volumétrica que escoo pela linha de suprimento	[L/min]
q_{vm}	Vazão volumétrica que escoo pela linha do atuador hidráulico	[L/min]
q_{vs}	Vazão não consumida	[L/min]
q_v	Vazão volumétrica	[m ³ /s]
q_m	Vazão mássica	[kg/m ³]
q_{ab}	Vazão absorvida	[m ³ /s]
q_{gm}	Vazão geométrica	[m ³ /s]
q_f	Vazão de fugas	[m ³ /s]
Re	Número de Reynolds	[adm]
Rt	Número de Reynolds de transição	[adm]
S_i	Peso absoluto do critério de seleção	[adm]
T	Torque	[Nm]
$u_{i,j}$	Valoração do critério de seleção	[adm]
\bar{v}	Velocidade média do fluido	[m/s]
v	Velocidade do jato de fluido	[m/s]
w_i	Peso do critério de seleção	[adm]
x	Abertura do obturador cônico	[m]
z	Número de dentes da engrenagem	[adm]

RESUMO

Este trabalho apresenta o projeto de uma furadeira hidráulica. Esta ferramenta hidráulica, fornecida pela empresa MEDAL Metalúrgica Dalla Lana Ltda, tem seu uso focado no campo, acoplado as unidades hidráulicas de tratores e os itens que o compõem basicamente são um motor hidráulico e uma válvula divisora de vazão, que controla a rotação do motor, sendo esta válvula o principal objeto de estudo do presente trabalho.

Baseado em métodos fundamentados pela metodologia de projeto PRODIP desenvolvida pelo NEDIP – UFSC definem-se concepções de circuito hidráulico e de características relativas à construção das válvulas que possam atender as especificações de projeto levantadas.

De posse das concepções de soluções, realizam-se simulações a partir de modelos matemáticos desenvolvidos no *software* AMESim (*Advanced Modeling Environment for performing Simulations*), em que os modelos são alimentados por dados experimentais, obtidos por meio de ensaios realizados na bancada de testes com a furadeira hidráulica já existente. Assim, os resultados obtidos para cada concepção de solução são comparados entre si, e então, tem-se a escolha da concepção de solução que melhor se adéqua as especificações de projeto.

Desta forma, a partir da escolha da concepção é realizada uma melhoria desta solução por meio de uma análise de sensibilidade dos parâmetros geométricos, no qual parâmetros geométricos são modificados e analisados tendo como base critérios obtidos a partir das especificações de projeto. As análises são realizadas por meio do *software* AMESim, assim como dos *softwares* ANSYS-CFX e SolidWorks. Os *softwares* são usados para o dimensionamento do protótipo da furadeira hidráulica, estudo do escoamento interno na válvula e para a realização do projeto do protótipo da solução adotada, sendo este fabricado e testado.

Assim, os resultados teóricos são comparados com os resultados obtidos experimentalmente do protótipo desenvolvido baseado na concepção selecionada, no qual se percebe que houve uma redução do consumo de energia se comparado com o modelo original. Também se observou uma considerável redução nas forças de escoamento que agem diretamente no seu acionamento, facilitando o uso da furadeira hidráulica e estando de acordo com os resultados obtidos por simulação.

ABSTRACT

This work presents the theoretical and experimental study focused on the redesign of a hydraulic driller. This product already exists and it is provided by Dalla Lana Medal Metallurgical Ltda. Its use is focused in the field, attached to the tractor hydraulic units. This hydraulic component is composed mainly of a hydraulic motor and a speed control system, that its the main object of study of this work.

Based on methods of design methodology PRODIP, developed by NEDIP – UFSC, are studied the possible conceptions of the hydraulic circuit and features for the construction of valves that can attend the design specifications raised.

Selected the concepts of solutions, are performed simulations based on mathematical models developed on the software AMESim (Advanced Mo-deling Environment for performing Simulations), in which the models are powered by the experimental data obtained by tests performed on the test bench with the existing hydraulic driller. Thus, the results obtained for each design solution are compared, and then has the choice of design solution that best fits the design specifications.

With the choice of design, takes place a improve of this solution with the use of sensitivity analysis, in which geometric parameters are modified and analyzed based on criteria obtained from the design specifications. This analysis is performed using software AMESim, as well as the ANSYS-CFX and SolidWorks. The softwares are used in the development of prototype project of the solution adopted, in the study of the internal flow valve and in the design of the manufactured prototype.

Therefore, the theoretical results are compared with the experimental results of the prototype based on the design selected, in which one is perceptible a reduction in energy consumption compared to the original model. As also noted a considerable reduction in the flow forces that act directly on the spool, facilitating the use of hydraulic driller, which is similar with the simulated results.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1 Contextualização

Nos últimos anos as empresas nacionais passaram a ter maior interesse na área de desenvolvimento de produto como pode ser visto nas empresas que lideram o mercado e as que buscam a liderança. Um ótimo caso para estudo são as montadoras de automóveis, que investem cada vez mais em metodologia de desenvolvimento de produto para obterem veículos com melhores características requisitadas pelo mercado com custos menores. A utilização de *softwares* para simulação, modelagem dimensional e estrutural nestas empresas está firmemente inserida e tende cada vez mais em aumentar. O principal fator que tem incentivado o uso destas metodologias é a concorrência que atua fortemente, oferecendo produtos com melhorias técnicas, de qualidade e confiabilidade.

Para Fagnoli *et al.* (2006), o desenvolvimento de produtos da indústria moderna tem se tornado uma tarefa muito difícil para os projetistas por causa da grande variedade de parâmetros que eles lidam, começando pelas características técnicas, perfil da empresa, até as mais restritas regulações e normas, principalmente nas que abordam a segurança e o meio ambiente.

Logo, observa-se que existem muitas barreiras para obtenção de um produto ótimo, sendo que para sistemas hidráulicos pode-se citar a padronização de componentes e a necessidade de possuir especialistas em diversas áreas de conhecimento como os principais obstáculos de um projeto de um circuito ou até de componente.

No caso dos componentes padronizados, tem-se o problema de limitar o engenheiro projetista, cabendo a ele adaptar todo o sistema para os componentes a serem instalados, pois conforme Back *et al.* (2008), os componentes aplicados no desenvolvimento de sistemas não são dimensionados exatamente de acordo com a necessidade, e sim selecionados em catálogos especializados um componente que satisfaça parcialmente a necessidade.

Para a necessidade de conhecimento do projetista e de sua equipe, autores como Dixon (1991 apud BACK *et al.* 2008) e Merritt (1967) enfatizam a importância de se possuir projetistas ou uma equipe capacitada em diversas áreas de conhecimento para o desenvolvimento de um projeto adequado. Neste mesmo sentido, o dimensionamento e seleção

de componentes hidráulicos dependem significativamente do conhecimento do engenheiro projetista, como pode ser constatado a partir das respostas obtidas nos questionários a engenheiros da área de hidráulica realizados em Zimmermann (2003).

Outro ponto que se deve verificar é a influência do projeto sobre o custo do produto. Barton *et al.* (2001) em suas pesquisas com diversos autores sobre o quanto que o custo de projeto representa no custo do produto, concluíram que o primeiro tem uma influência muito significativa em relação ao segundo, o que ressalta a importância pela busca de um bom projeto.

Assim sendo, com a demanda pela sociedade em produtos cada vez mais eficientes, além da demanda ambiental e a concorrência cada dia mais evoluída, deve-se buscar o desenvolvimento de componentes e sistemas com qualidade superior de projeto e com bom desempenho para as suas funções, buscando assim tanto sistemas ambientalmente corretos como eficientes.

Consequentemente, para a criação e melhoria de um produto deve ser necessário o uso de ferramentas que auxiliem na análise e síntese dos diversos parâmetros envolvidos no projeto de um produto. Deste modo utiliza-se o modelo PRODIP como o modelo para sistematizar o desenvolvimento deste produto.

O produto a ser desenvolvido sob esta metodologia trata-se de uma furadeira hidráulica voltada para o uso em sistema hidráulico móbil. Este é um produto inovador, cuja área de aplicação enfoca os locais remotos em que, no entanto, exista uma fonte de energia hidráulica disponível, tal como um trator equipado com uma unidade hidráulica no meio de um campo.

Baseado neste cenário, uma furadeira hidráulica portátil e passível de controle teria um vasto uso, como o conserto de um implemento agrícola com rebolos e brocas, perfuração em postes e baldrames, ou a utilização do motor hidráulico conectado a um acessório como uma serra circular.

1.2 Objetivos

Há o interesse de reprojeter uma furadeira hidráulica, de modo a buscar um melhor desempenho de seu funcionamento, melhorar seu rendimento, tornar o produto mais seguro, reduzir seu peso.

A análise e reprojeto de sistemas e componentes hidráulicos e pneumáticos têm sido temas constantes nas pesquisas realizadas no Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos (LASHIP), onde se

podem citar os trabalhos de Furst (2001), Souza (2005; 2010) e Matos Filho (2007) no projeto de sistemas e componentes mecatrônicos, assim como a análise em um sistema *load sensing* realizado por Retzlaff (2007). Destaca-se também os trabalhos realizados no Núcleo de Desenvolvimento Integrado de Produtos (NeDIP), como Bitencourt (2001), Santos (2001), Sakurada (2001) e Romano (2003), que abordam temas relacionados ao reprojeto e metodologias de projeto.

Atualmente existe um modelo preliminar de furadeira que, porém, apresenta alguns problemas observados em ensaios que necessitam ser corrigidos, como vazamento externo de óleo, sistema de controle mal dimensionado que requer uma força de acionamento elevada, não possui limitação de torque, peso elevado e baixo rendimento. Desta forma, o trabalho está focado na melhoria desta furadeira, com a melhoria destas características e de acordo com as especificações a serem levantadas.

Como contribuições e objetivos científicos para a área, tendo em vista o projeto da furadeira hidráulica, pode-se destacar a forma de melhorar componentes hidráulicos sob o enfoque das necessidades dos usuários assim como caracterizar procedimentos metodológicos específicos para projetos de sistemas hidráulicos.

Assim, tendo como suporte a estrutura tanto física como acadêmica do LASHIP/EMC, realiza-se esta dissertação na área de projeto de componentes hidráulicos, cujo objeto de trabalho será a construção de um novo protótipo da furadeira hidráulica. Este trabalho baseia-se na metodologia de projeto desenvolvida pelo NeDIP, com o aporte de experimentos e medições em diferentes gerações de protótipos usando, complementarmente, computacionais como SolidWorks, AMESim e Ansys CFX.

1.3 Metodologia empregada

Esta dissertação de mestrado envolve um projeto teórico-experimental de uma furadeira hidráulica, em que o estudo está direcionado na avaliação do comportamento da furadeira e desenvolvimento de soluções para solução das deficiências encontradas neste modelo. O desenvolvimento deste projeto baseia-se no uso de uma metodologia de projeto, sendo empregada o modelo PRODIP na investigação proposta. Conforme os autores Romano (2003) e Back *et al.* (2008), este modelo procura sistematizar e formalizar o processo de desenvolvimento de produto de modo a integrar suas fases e desenvolver o projeto utilizando o conceito de engenharia simultânea.

O PRODIP é dividido em oito fases, visto na Figura 1.1. Como se pode notar, Romano (2003) define o processo de desenvolvimento de produto em três macros fases: Planejamento, Projetação e Implementação. Por limitação de tempo para a conclusão desta dissertação, almeja-se realizar a segunda macro fase, que consiste no reprojeto do produto.

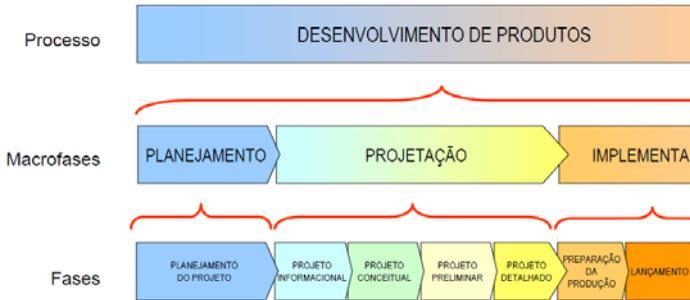


Figura 1.1: Macro fases e fases do processo de desenvolvimento de produto (ROMANO, 2003).

Desta maneira, juntamente com o planejamento de projeto, este destinado ao planejamento e organização do trabalho, as fases desenvolvidas nesta dissertação apresentam-se resumidamente a seguir (BACK, *et al.*, 2008):

FASE 1 – Projeto Informacional: Esta fase é dedicada a obtenção das especificações de projeto a partir dos requisitos de projeto e de cliente, além de seus atributos derivados. A sua importância para o produto é gerar as especificações bem como as restrições do projeto.

FASE 2 – Projeto Conceitual: Destina-se ao desenvolvimento da concepção do produto. Com as informações das especificações de projeto oriundas da fase de projeto informacional, e com o uso de diversos métodos, tais como os métodos de valoração e síntese de funções, chega-se a uma configuração e a um esboço inicial do produto. Para o projeto, esta fase tem fundamental importância por escolher as concepções a serem estudadas.

FASE 3 – Projeto Preliminar: Ocorre a materialização dos esboços e dimensionamento do produto. Nela, tem-se o estudo quantitativo do produto, em que todas as idéias das fases anteriores serão transformadas em configurações viáveis. Ainda, tem o estudo de sua manufatura e tolerâncias. No projeto preliminar o uso de ferramentas computacionais tais como Matlab, SolidWorks e Ansys é intensivo, em conjunto com outros conceitos de otimização integrada de produto.

FASE 4 – Projeto Detalhado: Esta fase destina-se a fabricação, construção e aprovação do protótipo, assim como a elaboração de planos de manufatura. A validação do protótipo é realizada através de ensaios e testes, analisando-se seu funcionamento bem como fatores de segurança.

1.4 Abrangência

Como se trata de um projeto amplo, o trabalho baseia-se na análise e dimensionamento dos componentes de controle hidráulicos da furadeira. O trabalho será focado de forma a resolver e melhorar os problemas encontrados no protótipo, tais como o seu sistema de acionamento, força de acionamento, eficiência energética, vazamentos externos dentre outros posteriormente citados no decorrer do texto.

1.5 Justificativas

Este trabalho justifica-se pela necessidade de:

- Sistematização de projetos hidráulicos, gestão de conhecimento, de produtos e tecnologias a serem aplicadas em componentes e sistemas hidráulicos no mercado nacional é uma demanda crescente tanto pela parte acadêmica como pela parte industrial
- Criar um produto com um rendimento superior ao atual, assim como melhorar seu funcionamento e facilitar seu uso, sendo suas soluções baseadas em ferramentas de desenvolvimento de projeto.
- Contribuição metodológica, a partir da aplicação e desenvolvimento de metodologias de projeto para componentes hidráulicos.
- Desenvolver modelos teóricos assim como efetuar testes experimentais tanto para o protótipo fornecido pela empresa como para o novo protótipo a ser desenvolvido neste trabalho, uma vez que estas análises teórico-experimentais permitem uma maior clareza quanto ao desempenho do componente estudado, assim como para outros possíveis estudos.

1.6 Estrutura deste documento

Este trabalho será apresentado da seguinte forma:

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

No Capítulo 2 é apresentado o projeto informacional do produto, com informações do protótipo da furadeira, aspectos gerais bem como o princípio de funcionamento e levantamento de informações relativas a sistemas hidráulicos móveis, informações de produtos concorrentes, análise de outras tecnologias, assim como os requisitos e o levantamento das especificações de projeto.

No Capítulo 3 desenvolvem-se estruturas funcionais alternativas do produto com o objetivo de selecionar a mais adequada, para posteriormente desenvolver as concepções de produto.

O Capítulo 4 apresenta-se o ensaio realizado em bancada de testes no modelo original da furadeira hidráulica. Também são apresentadas as modelagens teóricas realizadas com o *software* AMESim para o modelo original e para as soluções de concepção apontadas no Capítulo 3. Com os resultados obtidos pela modelagem teórica, as soluções são comparadas com o objetivo de selecionar a melhor concepção.

O Capítulo 5 realiza-se a melhoria da concepção selecionada a partir de uma análise de sensibilidade sobre os critérios obtidos a partir das especificações de projeto. Neste capítulo utiliza-se também o *software* AMESim, assim como os *softwares* ANSYS-CFX e SolidWorks visando o estudo do escoamento.

No Capítulo 6 apresenta o projeto e o protótipo construído, no qual neste realizam-se ensaios experimentais, sendo que os resultados dos ensaios são comparados com os resultados teóricos obtidos no ANSYS-CFX e AMESim.

No Capítulo 7 são apresentadas as conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

CAPÍTULO 2

PROJETO INFORMACIONAL

De acordo com Back *et al.* (2008), a fase de projeto informacional destina-se a definição das especificações de projeto do produto. Esta é uma fase de grande importância, pois além de facilitar a compreensão e a descrição do problema de forma tanto quantitativa como qualitativa, ela fornece a base na qual serão montados os critérios de avaliação de todas as tomadas de decisão existentes nas etapas posteriores do processo de projeto.

Desta forma, apresenta-se neste capítulo o contexto que justifica o desenvolvimento da furadeira hidráulica, o modelo já existente, os produtos e tecnologias existentes nesta área assim como as necessidades e requisitos dos usuários deste produto, sendo que com estas informações são elaboradas as especificações de projeto.

2.1 Planejamento de produto

O produto a ser desenvolvido trata-se de uma furadeira a ser utilizada em situações em que exista uma fonte de energia hidráulica disponível ou que o uso ocorra em locais em que não se possa utilizar uma furadeira elétrica por questões de segurança operacional, como por exemplo, em locais úmidos, em campo aberto ou abaixo de intempéries, como a chuva.

Para o desenvolvimento deste produto, necessita-se de um planejamento para que o produto atenda as necessidades dos usuários assim como atenda características funcionais básicas de uso e segurança. Back *et al.* (2008) definem o planejamento de produtos como um processo multidisciplinar e abrangente que requer informações e conhecimentos de várias áreas, sejam internos ou externos a organização. Eles também tratam o planejamento de produtos como um processo criativo e ao mesmo tempo sistemático para geração e seleção de idéias.

Desta forma, o planejamento para este produto ocorre primeiramente com a análise do produto já existente e fornecido pela empresa. Posteriormente verificam-se os produtos similares existentes no mercado e os sistemas hidráulicos utilizados em tratores. Deve-se ressaltar da exigência do fabricante em ser um produto movido a energia hidráulica.

Conforme será apresentado, analisam-se as necessidades fornecidas pelos usuários, transcrevendo as mesmas em requisitos dos usuários e

em requisitos de projeto, de modo a possibilitar a montagem de uma matriz de desdobramento da função qualidade com o objetivo de obter as especificações de projeto.

2.1.1 Modelo original

Fornecido pela MEDAL, o modelo original da furadeira hidráulica, apresentado na Figura 2.1, tem como principais componentes um motor hidráulico de engrenagens internas, uma válvula de assento cônico e uma válvula de retenção.



Figura 2.1: Modelo original da furadeira hidráulica.

O circuito hidráulico desta furadeira pode ser observado no diagrama da Figura 2.2. O funcionamento deste circuito ocorre da seguinte maneira: Tem-se uma fonte de vazão de fluido hidráulico (0Z1), sendo que esta linha se conecta com a furadeira hidráulica com o uso de uma mangueira (1Z1). Posteriormente existe uma válvula de assento cônico (1V2) que controla a pressão na linha de suprimento. Quando esta pressão, obtida a partir da regulação do orifício de controle, é superior a pressão de abertura da válvula de retenção (1V1), ocorre a abertura desta válvula desviando uma parte da vazão para o motor hidráulico (1M1), o qual transforma esta energia hidráulica em energia mecânica. Após o fluido passar pelo motor hidráulico e/ou válvula de controle, ele retorna para o reservatório (T) pela mangueira de retorno (1Z2). No projeto original deste modelo também existe uma válvula de retenção (1V3) na linha de retorno para evitar uma ligação inversa das linhas de suprimento ou retorno, porém no protótipo tal válvula não existe.

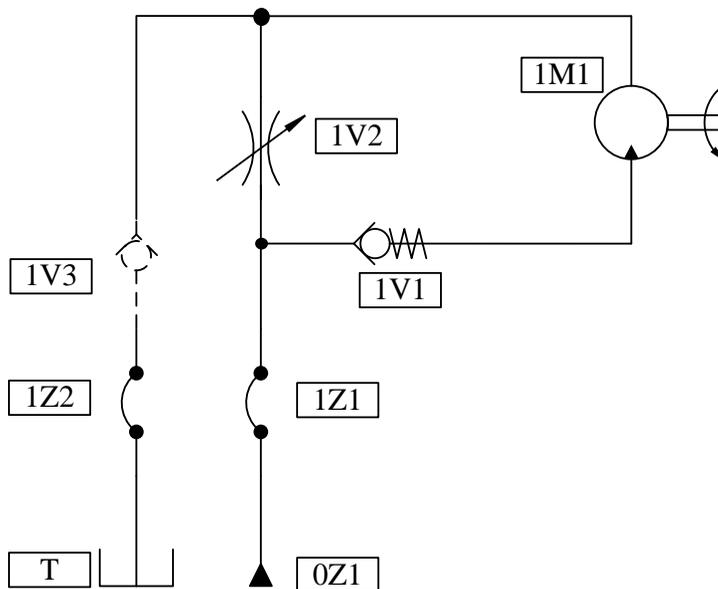


Figura 2.2: Diagrama hidráulico do modelo original.

O método de controle de vazão utilizada por esta válvula é por sangria (*bleed-off*). Conforme Linsingen (2008) este tipo de controle consiste na retirada controlada de parte da vazão da bomba para o reservatório. Devido a esta característica de desvio de vazão, a pressão na saída da bomba é uma função do valor da carga aplicada. Assim, se a carga varia durante a operação do equipamento, a pressão na saída da bomba e, conseqüentemente, a sua potência de acionamento variam.

Para sistemas hidráulicos que utilizem bombas de deslocamento fixo, o sistema de controle por sangria consome menos potência se comparado com os outros sistemas de controle de vazão (controle de vazão na entrada e controle de vazão na saída – discutidas no Capítulo 3), uma vez que estes métodos trabalham com a pressão máxima na saída da bomba, esta determinada pela válvula de alívio.

A partir de ensaios realizados em bancada¹, observou-se que o protótipo original apresenta diversos problemas em seu funcionamento, tais como vazamentos de óleo para o ambiente a partir do eixo do motor e pelo carretel da válvula, fragilidade do sistema de acionamento e calço hidráulico no carretel da válvula 1V2, sendo este o seu principal pro-

¹ Estes ensaios são similares aos ensaios descritos no capítulo 4.

blema. Este calço hidráulico existente na válvula de controle causa uma força excessiva² para abertura ou fechamento do carretel ou até mesmo o seu travamento, o que impossibilita o uso do equipamento.

O protótipo em questão possui como características uma frequência de rotação de aproximadamente 3500 r/min para uma vazão de 50 L/min, suporta uma pressão de até 200 bar e um torque máximo de 15 Nm.

2.2 Análise de mercado, produtos e das tecnologias – Estado da arte de furadeiras

De acordo com Back *et al.* (2008), a análise de mercado tem como objetivos gerais levantar a situação atual de produtos da empresa e de seus concorrentes, identificar aplicações alternativas ou segmentos de mercado, bem como seu tamanho. Assim como nesta análise deve-se investigar e descrever os problemas e deficiências relacionados aos produtos da empresa e avalia-se o potencial e o nível de preço de mercado para produtos e peças de reposição.

Portanto, nesta seção levanta-se a situação atual dos produtos e tecnologias concorrentes, assim como são descritas as vantagens e desvantagens relacionadas a estes produtos. Através de pesquisas de preços, são levantados os custos de aquisição dos produtos concorrentes.

2.2.1 Furadeiras manuais

Furadeira com acionamento manual são as furadeiras que utilizam a força humana para realizar a furação. Elas foram os primeiros equipamentos desenvolvidos para furação e possuem como vantagem a grande portabilidade e uso em qualquer local em que não haja nenhuma fonte de energia disponível. A maior desvantagem está na baixa potência existente, sendo utilizadas basicamente para furos em madeira, sendo substituída quase que totalmente pela furadeira elétrica. Como exemplo de furadeira com acionamento manual, pode-se citar o arco de pua e a furadeira de peito manual, esta apresentada na Figura 2.3.

² Esta força excessiva durante os ensaios causou a quebra do gatilho utilizado para posicionamento do carretel. Posteriormente nos ensaios utilizou-se de uma alavanca para posicionamento do carretel.



Figura 2.3: Furadeira de peito manual (WIKIMEDIA COMMONS, 2011)

2.2.2 Furadeiras elétricas

As furadeiras com princípio de funcionamento elétrico atualmente são as mais difundidas e utilizadas. Estes equipamentos possuem uma boa relação peso/potência, facilidade de uso e alta versatilidade. Tanto que existem equipamentos alimentados tanto por baterias quanto conectadas a rede elétrica. São exemplos destes tipos de ferramentas as furadeiras, os marteletes e as aparafusadeiras.

Para exemplificar o uso de um equipamento elétrico do mesmo porte da furadeira hidráulica a ser desenvolvida, pode-se citar a furadeira GBM 23-2 da BOSCH representada na Figura 2.4. Este equipamento possui potência de 1150 W com dois níveis de frequência de rotação, sendo estas 400 e 920 r/min e possui um peso de 4,6 kg. Seu preço varia entre R\$ 2215,00 a R\$ 3750,00.



Figura 2.4: Furadeira elétrica (BOSCH, 2009).

2.2.3 Furadeiras pneumáticas

Equipamentos movidos a energia pneumática geralmente são utilizados em linhas de montagem, na qual há uma linha de ar comprimido disponível. Estes equipamentos pneumáticos geralmente possuem um baixo peso, facilidade de uso, de conectar ou desconectar na linha de ar comprimido. Como desvantagens se podem citar a necessidade de uma linha de ar comprimido com filtragem adequada e com capacidade de atender ao consumo de ar requerido por este equipamento.

Na Figura 2.5 apresenta uma furadeira pneumática reversível SCHULTZ modelo SFF12, que possui como principais características a frequência de rotação de 750 r/min, potência de 373 W e peso de 1,8 kg, consumo de ar de 708 NL/min com uma pressão de trabalho de 6 bar. Seu preço varia de R\$ 420,00 a R\$ 490,00.



Figura 2.5: Furadeira Pneumática (SCHULZ, 2004).

2.2.4 Furadeiras hidráulicas

Utilizadas principalmente em áreas que lidam com mineração e extração petróleo, os equipamentos hidráulicos gozam de uma baixa relação peso/potência, além de alguns possuírem capacidade para operação abaixo da água.

O modelo STANLEY CD10 (Figura 2.4) é uma furadeira para furos de até 160 mm em concreto, alvenaria ou material asfáltico. Ela pode ser operada com as mãos livres ou montada em um módulo de perfuração opcional. Possui uma caixa de três velocidades equipada com embreamento que protege as engrenagens contra o torque excessivo. Este modelo requer uma vazão mínima de 22 L/min, sendo que a vazão adicional

automaticamente retorna para o reservatório até uma vazão máxima de 50 L/min. Seu preço é próximo a US\$ 3500,00 nos Estados Unidos.



Figura 2.6: Furadeira hidráulica Stanley CD10 (STANLEY, 2010).

A furadeira hidráulica STANLEY DL07 (Figura 2.7) é utilizada para realização de furos em madeira, metal e alvenaria. Ela possui capacidade de reversão de rotação, sendo que válvulas de retenção evitam o giro do equipamento quando ocorre a inversão. É revestida com uma camada forte e espessa de isolante espumado, transmitindo pouco calor para a mão do usuário. Este modelo possui uma válvula para seleção de operação por um sistema hidráulico de centro aberto ou centro fechado. A furadeira possui um peso de 2,7 kg, torque máximo de 2,6 Nm (para uma pressão de 160 bar) e seu preço nos Estados Unidos está na faixa de US\$ 1000,00.



Figura 2.7: Furadeira hidráulica Stanley DL07 (STANLEY, 2010).

O martelete hidráulico STANLEY HD08 (Figura 2.8) possui como finalidade a perfuração de rochas, concreto, alvenaria ou madeira. O

equipamento possui uma válvula de controle de vazão, pode ser utilizada para unidades hidráulicas com vazão entre 11 a 34 L/min. Seu preço é da ordem de US\$ 3000 dólares (EUA).



Figura 2.8: Martetele hidráulico Stanley HD08 (STANLEY, 2010).

Na Tabela 2.1 apresenta-se uma comparação entre as furadeiras hidráulicas comerciais citadas anteriormente. Percebe-se nesta tabela as relações de peso, de dimensões existentes nos modelos hidráulicos, assim como que a frequência de rotação é uma função da vazão que alimenta a furadeira hidráulica, exceto para o modelo CD10, que utiliza uma válvula limitadora de vazão.

Tabela 2.1: Modelos de furadeiras hidráulicas (STANLEY, 2010).

Modelo	Peso (kg)	Comprimento (cm)	Pressão (bar)	Vazão (L/min)	Rotação
HD08	2,7	35	50-114	11-34	1175 r/min @ 22,8 L/min
DL07	2.7	22,9	140	45	1250 r/min @ 38 L/min
CD10	8,5	490	69-140	22-50	380, 900 e 1800 r/min

2.3 Sistema hidráulico em tratores

O estudo de sistemas hidráulicos em tratores tem como objetivo caracterizar a fonte de energia hidráulica que alimentará a furadeira hidráulica.

De acordo com Linsingen (2008), a limitação e/ou controle de energia em sistemas hidráulicos em princípio realiza-se por meio de componentes físicos que alteram os valores de vazão e/ou pressão segundo o princípio de dois tipos de ação: controle resistivo e controle conservativo. Para o controle resistivo, a ação de limitação ou controle está associada à dissipação de energia, já para o controle conservativo, a ação de limitação ou controle realiza-se com uma dissipação pequena de energia.

Assim sendo, pode-se também classificar os sistemas hidráulicos utilizados em tratores geralmente em dois tipos: sistemas que utilizam válvulas limitadoras de pressão e sistemas com sensibilidade de carga (*load sensing*). Para o primeiro sistema, a limitação de energia ocorre com o controle da vazão/pressão a partir do uso de uma válvula limitadora de pressão, que dissipa a energia não consumida pelos atuadores. Já para o caso do sistema com sensibilidade de carga, realiza-se o controle de energia a partir da regulação da pressão na linha de suprimento conforme a necessidade dos atuadores.

Os sistemas móveis também podem contar com o uso de bombas de deslocamento variável ou deslocamento fixo. Para o uso de bombas de deslocamento variável, regula-se a vazão fornecida pela bomba conforme o consumo dos atuadores, reduzindo assim a potência dissipada. Normalmente para estas bombas utilizam-se sistemas com válvulas de controle de centro fechado ou sistemas *load sensing*. Portanto, consideram-se sistemas que utilizem bombas de deslocamento variável como sistemas de controle conservativo uma vez que conserva energia com a variação da vazão.

Já para bombas de deslocamento fixo, a vazão fornecida é constante, neste caso podem-se utilizar válvulas de controle de centro aberto com limitação de pressão ou um sistema *load sensing*. A seguir apresenta-se de forma detalha tais sistemas.

2.3.1 Sistema com limitação de pressão

Os sistemas móveis que utilizam válvulas limitadoras de pressão podem ser subdivididos em dois tipos, os que utilizam válvulas de controle de centro aberto e os que utilizam válvulas de controle de centro fechado. A Figura 2.9 representa um circuito hidráulico típico de um trator, formado por uma bomba de deslocamento fixo (OP1) conectada ao motor do trator (OM1), possuindo uma válvula de alívio (OV1) para limitar a pressão máxima do sistema hidráulico e uma válvula de contro-

le tipo centro aberto (1V1) conectado a um atuador (1A1) e a uma válvula de orifício (1V2) utilizada para controlar a velocidade do cilindro.

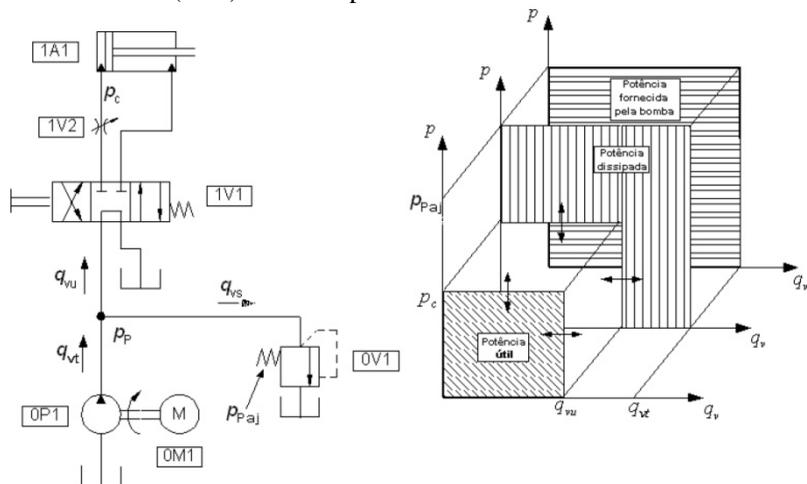


Figura 2.9: Sistema hidráulico com válvula de centro aberto e bomba de deslocamento fixo (adaptado de RETZLAFF, 2007).

Caso se utilize uma bomba de deslocamento fixo, a principal vantagem de sistemas de válvulas de centro aberto em relação a que utilizam válvulas de centro fechado, é que quando a válvula esteja centrada toda a vazão que passa por esta válvula é redirecionada para o retorno. Para válvulas de centro fechado, a vazão é drenada pela válvula de alívio, mantendo, desta forma, a pressão na linha de suprimento igual à pressão pré ajustada na válvula de alívio (p_{paj}).

A potência dissipada em sistemas de centro aberto tem origem apenas nas perdas de carga entre a saída da bomba e o retorno, ao contrário do sistema que utiliza válvulas de centro fechado, que funciona sob a pressão máxima de trabalho. Quando a válvula de controle de um sistema hidráulico com centro aberto está ativada, seu funcionamento e características são idênticos a um sistema que utiliza uma válvula de centro fechado.

Já para sistemas que atuam sob o princípio de limitação de pressão e que façam o uso de uma bomba de deslocamento variável, utiliza-se a válvula de controle tipo centro fechado uma vez que, nestes casos, quando a válvula de controle está em sua posição central, a vazão fornecida pela bomba é mínima, reduzindo assim a potência dissipada, como observado na Figura 2.10.

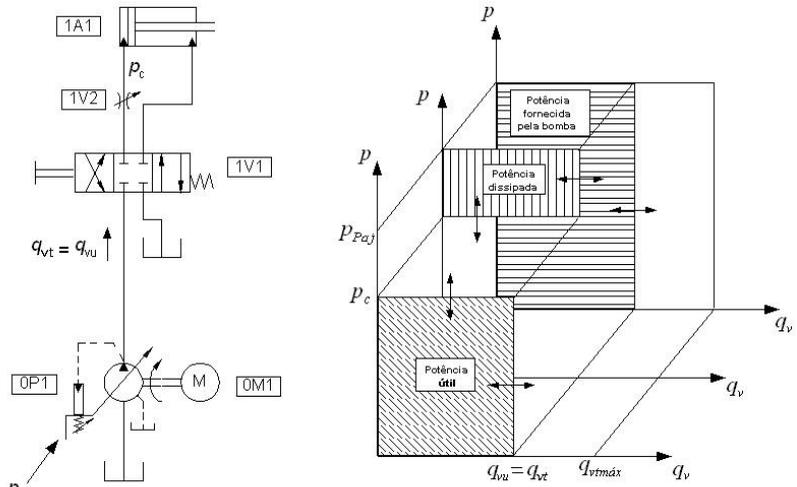


Figura 2.10: Sistema hidráulico com vazão variável e pressão de trabalho ajustada (RETZLAFF, 2007).

2.3.2 Sistemas *load sensing*

Os sistemas *load sensing* apresentam a vantagem da redução da energia dissipada em relação aos sistemas de controle resistivo, esta sendo obtida através do controle da pressão de suprimento em sistemas que utilizam bombas de deslocamento fixo ou através do controle da vazão e pressão em sistemas portadores de bombas de deslocamento variável.

Os sistemas *load sensing* com bomba de deslocamento fixo, como ilustrado na Figura 2.11, possuem uma válvula compensadora de pressão de dupla pilotagem (OV1), no qual as pressões das linhas de pilotagem são a pressão de carga do sistema, obtida após o orifício localizado na válvula direcional (1V1) e a pressão de suprimento. Esta válvula atua regulando a pressão no suprimento de forma a manter a queda de pressão constante no orifício.

Com relação ao gráfico da Figura 2.11, observa-se uma redução da potência dissipada em relação ao gráfico do circuito da Figura 2.9. 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 (RETZLAFF, 2007).

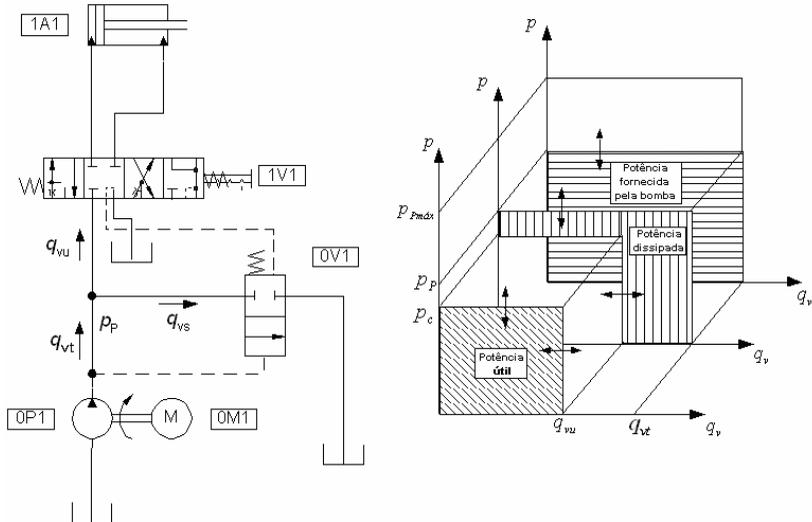


Figura 2.11: Sistema hidráulico com controle da pressão de suprimento (RETZLAFF, 2007).

Na Figura 2.12 observa-se um sistema *load sensing* com bomba de deslocamento variável, em que a vazão da bomba é regulada de forma a manter constante a queda de pressão por um orifício da válvula direcional, independentemente da pressão de carga. Este processo de controle é realizado por meio de uma realimentação da queda de pressão através do orifício por uma linha de pilotagem (linha sensora de carga) para uma válvula de controle (normalmente denominada de reguladora de pressão e vazão) localizada na bomba (OP1). Isto assegura que a perda de pressão através do orifício seja mantida a um valor mínimo (WU, *et al.*, 2005).

Com relação ao gráfico da Figura 2.12, a vazão fornecida pela bomba (q_{vt}) é igual a vazão consumida pelo sistema de atuação (q_{vu}), independentemente do regime de operação. De modo análogo, 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 de controle. Portanto, a potência dissipada neste sistema, indicada no diagrama da figura, é bastante reduzida (RETZLAFF, 2007).

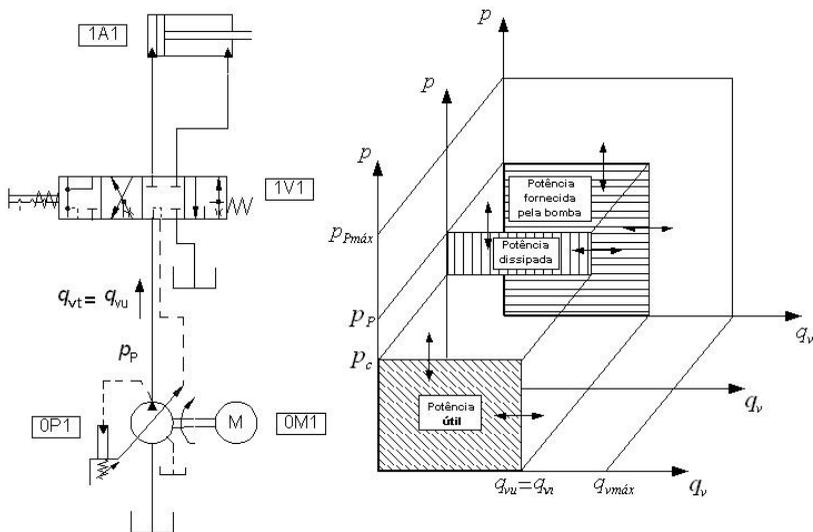


Figura 2.12: Sistema hidráulico com controle de pressão e vazão (RETZLAFF, 2007).

2.3.3 Mercado brasileiro de tratores e características de seus sistemas hidráulicos

De forma a caracterizar o sistema hidráulico encontrado em tratores para conhecer as especificações da unidade hidráulica que a furadeira irá utilizar, inicialmente realizou-se uma pesquisa sobre o perfil de tratores existentes no mercado nacional. O levantamento de informações baseou-se nos dados de venda de tratores nos últimos cinco anos (2006-2010) obtidos na Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores (ANFAVEA).

Analisando as vendas de tratores no mercado interno brasileiro, podem-se dividir as mesmas em 4 classes de tratores, conforme observado na Figura 2.13, sendo estas delimitadas pela potência do motor. Nela observa-se que a maior fatia de mercado trata-se de tratores da faixa de 50 a 99 CV (36,7 a 72,8 kW). A venda nesta faixa de potência dos tratores teve um impulso devido ao programa de financiamento com taxas baixas de juros do governo federal para venda de tratores da linha de agricultura familiar, que são tratores com até 75 CV, em que cerca de 38% dos tratores vendidos no Brasil estão inclusos neste programa (BRASIL, 2011).

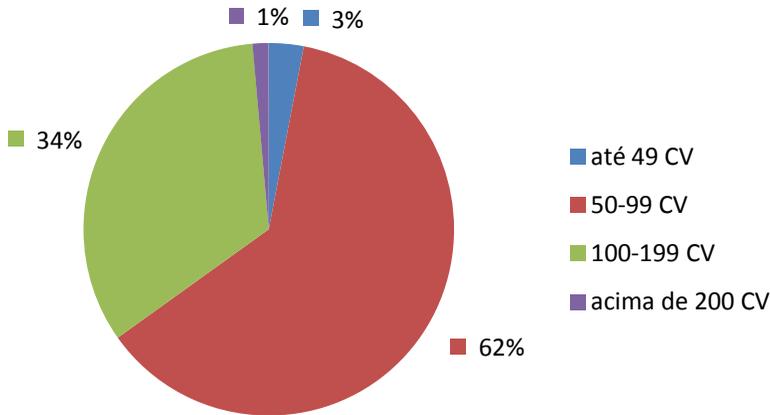


Figura 2.13: Venda de tratores no mercado brasileiro no período de 2006 à 2010 (ANFAVEA, 2011).

Em função do alto percentual de vendas de tratores da faixa de potência de 50 a 99 CV, analisaram-se os modelos vendidos neste período que se encaixam nesta faixa de potência. Assim, de acordo com os relatórios anuais de vendas de tratores neste período (ANFAVEA, 2011), percebe-se que os principais modelos vendidos são o trator TL 75E, da New Holland, e o trator modelo MF 275, da marca Massey Ferguson. Neste período suas vendas somadas correspondem a aproximadamente 18% do mercado nacional de tratores e a 30% das vendas em sua faixa de potência. Pode-se verificar que esta tendência de vendas vem de um período anterior ao pesquisado nos relatórios da Anfavea, pois conforme a Revista Rural (2001), informa que pelo ano de 2001 de cada 100 tratores vendidos, 20 eram do modelo MF 275.

Desta forma, levando em conta estes dois modelos assim como outros modelos pertencentes a esta faixa, consegue-se estimar as especificações do sistema hidráulico que a furadeira hidráulica irá utilizar, conforme visto na Tabela 2.2. Observando esta tabela, pode-se notar que a pressão máxima é de 190 bar e o uso de bombas de deslocamento fixo com valores de vazão na faixa dos 40 L/min. Outra característica comum a estes modelos é o uso de válvulas de centro aberto, uma vez que a bomba hidráulica do trator está sempre em funcionamento.

Tabela 2.2: Características gerais do sistema hidráulico de tratores.

Modelo	Quantidade de Válvulas	Vazão da bomba de engrenagens [L/min]	Pressão máxima [bar]
TL 75E (NEW HOLLAND, 2010)	Não informado	44,5	190
MF 275 (MASSEY FERGUSON, 2009)	1-2	42	170
JD 5603, (JOHN DEERE, 2010)	2	43	190
Valtra A750 (VALTRA, 2011)	1	25,3 (40 opcional)	176,5

Assim, considera-se que a furadeira hidráulica deva trabalhar a pressão máxima nominal de 190 bar, com uma vazão máxima de 50 L/min, de forma a englobar boa parte dos tratores disponíveis nesta faixa. Cabe salientar que tratores de potências superiores podem possuir blocos de controle *load sensing*, que possuem válvulas de controle de vazão para regulação, fazendo que o equipamento possa trabalhar com uma vazão menor que a máxima de tal modo que a furadeira pode ser utilizada nestes tratores.

2.4 Ciclo de vida do produto

Todo produto, independente de sua natureza ou característica, tem um ciclo de vida. De acordo com Back *et al.* (2008), o ciclo de vida do produto em geral tem dois significados. No primeiro caso, é usado para expressar o período entre o lançamento e a retirada do produto no mercado. Já, o segundo significa a seqüência de fases de desenvolvimento de produtos, começando pela busca de oportunidades no mercado, passando pelo planejamento do produto, projeto, fabricação, distribuição, uso e descarte do produto.

Sob o ponto de vista econômico, o ciclo de vida do produto inicia com lucro negativo, atingindo a maturidade durante o período de vendas máximas e encerrando o ciclo com a queda acentuada das vendas e redução dos lucros.

Do ponto de vista da inovação, segundo Patterson (1993 apud OGLIARI, 2009), o ciclo de vida do produto começa com a percepção da oportunidade, seguindo para o início das atividades do projeto, espe-

cificação do produto, lançamento, quando se tem então os primeiros clientes satisfeitos e início da fase de retorno sobre o investimento ou fluxo de caixa positivo.

Para projetos de evolução e de variação, como está inserido este projeto, geralmente o ciclo de vida restringe-se nas fases de projeto. Às vezes são introduzidas modificações somente em partes, de componentes ou subsistemas que venham apresentando muitas falhas ou de tecnologias obsoletas. Para estes tipos de projetos já existem informações da maioria dos usuários que desenvolvem atividades ao longo do ciclo de vida do produto (BACK *et al.*, 2008).

2.5 Identificação dos usuários

A definição de usuário utilizada provém de Back *et al.* (2008), no qual utilizam este termo de forma a representar todas as pessoas e organizações que de alguma forma tem interesse ou que serão afetadas pelo produto ao longo de seu ciclo de vida. Os autores alegam que devem ser considerados os usuários envolvidos no uso do produto e no processo de fabricação do mesmo, fazendo que o termo de usuário de produto seja amplo, já que engloba tudo que atua diretamente ou indiretamente em todas as fases de vida do produto.

Desta forma, pode-se definir que os usuários internos deste produto tratam-se do projetista, consultores, pessoal para fabricação e montagem, pessoal de fornecimento de matéria prima, fornecedores de componentes utilizados na montagem do produto. Já os usuários externos são os revendedores, financiadores, clientes finais (consumidores) e assistência técnica, sendo que estes estão todos envolvidos em algum ponto do ciclo de vida do produto, neste projeto como dito anteriormente, definido pelas fases de projeto.

2.6 Necessidades e requisitos dos usuários

A necessidade do usuário expressa o que o consumidor precisa sua vontade, desejos e expectativas. Essas necessidades normalmente são apresentadas numa linguagem natural e livre dos consumidores, sem nenhuma padronização de termos e classificações (BACK, *et al.*, 2008).

Obteve-se as necessidades dos usuários a partir de questionamentos, reuniões e entrevistas a sete pessoas que atuam diretamente e indiretamente ao uso do produto, tais como pessoal que atua na manutenção de tratores, projetistas e engenheiros de produtos móveis, revendedores de implementos agrícolas, assim como as necessidades e requisitos indi-

cados pela empresa autora desta demanda. Uma descrição mais completa sobre esta pesquisa encontra-se no Apêndice A. Apresentam-se abaixo as necessidades apontadas:

- Manutenção rápida;
- Ter baixa frequência de manutenção;
- Baixo custo de manutenção;
- Não quebre;
- De preferência fabricado por métodos convencionais;
- Atenda as normas;
- Ter um número reduzido de componentes;
- Leve;
- Barato;
- Não ofereça riscos ao usar;
- Seja fácil de usar;
- Ergonômico;
- Eficiente;
- Tenha versatilidade de uso;
- Utilize energia hidráulica;
- Robusta;
- Baixo tempo de montagem e desmontagem³;
- Fácil de conectar e desconectar⁴;
- Pode ser utilizado em diferentes equipamentos;
- Possa alterar a velocidade;
- Ter longa vida útil;
- Seja bonito;
- Tenha homogeneidade em seu funcionamento;
- Não tenha vazamentos;
- Seja reciclável;
- Não polua o meio ambiente.

Já na Tabela 2.3 apresentam-se os requisitos dos usuários, obtidos a partir da transcrição das necessidades citadas anteriormente. As categorias de atributos apresentadas foram definidas conforme as necessidades apresentadas pelos usuários. Posteriormente, atribui-se valores a estes requisitos do usuário como forma de classificar sua importância, como se pode observar na Tabela 2.4.

³ Refere-se à montagem de seus componentes internos.

⁴ Refere-se à conexão ou desconexão da furadeira hidráulica ao trator.

Destas necessidades e requisitos, podem-se perceber especialmente duas especificações primordiais para o projeto. Estas especificações são que o equipamento não possua vazamentos externos e que utilizem energia hidráulica. A primeira ainda é transformada em requisito de projeto a fim de buscar uma relação entre as outras condições, enquanto a segunda é transformada diretamente em uma especificação para o produto.

Tabela 2.3: Tradução das necessidades em requisitos dos usuários.

Atributo	Necessidades dos usuários	Requisitos dos usuários
Mantenabilidade	Manutenção rápida	Manutenção realizada em um curto período de tempo
	Ter baixa frequência de manutenção	Baixa frequência de manutenção
	Baixo custo de manutenção	Baixo custo de manutenção
Confiabilidade	Não quebre	Alta confiabilidade
	Ter longa vida útil	Longa vida útil
	Robusta	
	Tenha um número reduzido de componentes	Ter poucos componentes
Fabricabilidade	De preferência fabricado por métodos convencionais	Fabricação por métodos convencionais
	Barato	Baixo custo de fabricação
Legalidade	Atenda as normas	Atenda as normas relativas ao produto
Usabilidade	Seja fácil de usar	Facilidade de uso
	Fácil de conectar e desconectar da unidade hidráulica	Facilidade e tempo na conexão e desconexão da furadeira
	Ergonômico	Ergonômico
	Pode ser utilizado em diferentes equipamentos	Montagem em equipamentos diferentes;
		Versátil
Baixo tempo de montagem e desmontagem	Baixo tempo de montagem e desmontagem	

Funcionalidade	Tenha homogeneidade em seu funcionamento	Funcionamento uniforme
	Leve	Baixo peso
	Não tenha vazamentos	Sem vazamentos
	Eficiente	Eficiente
	Possa alterar a velocidade	Deve possuir controle de rotação
Esteticidade	Seja bonito	Boa estética
Segurança	Não ofereça riscos ao usar	Seguro no uso
Reciclabilidade	Seja reciclável	Componentes recicláveis
Descartabilidade	Não polua o meio ambiente	Ecologicamente correto
Vendabilidade	Barato	Baixo custo

2.7 Requisitos de projeto

A partir dos requisitos dos usuários obtêm-se os requisitos de projeto de maneira que possam ser quantificados e/ou apresentem uma característica desejada. Podem-se dividir tais requisitos de projeto em quatro grandes categorias características de um produto – manutenção e confiabilidade, fabricação, utilização e descarte – sendo estas apresentadas a seguir. Posteriormente com o uso de uma matriz Casa da Qualidade, podem-se relacionar os requisitos estabelecidos pelos usuários com os requisitos de projeto, assim como relacionar tais requisitos de usuários com os produtos similares existentes no mercado.

2.7.1 Manutenção e confiabilidade

Este tópico trata-se dos requisitos de projeto que correspondem à manutenção do funcionamento do produto. Estes requisitos são:

- Tempo de manutenção: Corresponde ao tempo gasto necessário para realizar uma manutenção preditiva, como troca de vedações. Quanto menor este tempo, melhor será para o produto;
- Frequência de manutenção: Corresponde ao período entre manutenções. Quanto maior o tempo entre manutenções, melhor;
- Custo de manutenção: Corresponde ao custo, tanto como mão-de-obra como de peças, das manutenções preditivas, preventivas e corretivas. Quanto menor o custo, melhor;

- **Confiabilidade:** Corresponde a frequência de quebras e realizações de manutenções corretivas no equipamento. Um produto com maior confiabilidade possui melhor aceitação para o cliente final.

2.7.2 Fabricação

A fabricação envolve requisitos de projeto que se apresentam de maneira tanto direta quanto indireta a fabricação do produto. Estes itens são:

- **Custo de fabricação:** Corresponde ao custo do material, do equipamento e de mão-de-obra para a fabricação do equipamento, assim como os demais custos envolvidos na cadeia produtiva, como de estoques e logística. Quanto menor este custo, melhor. O preço de venda ao consumidor determina-se a partir do custo de fabricação e do preço dos produtos concorrentes;
- **Número de componentes:** Corresponde ao número de peças e componentes utilizados no produto. Quanto menor o número de componentes, melhor;
- **Resistência mecânica:** Trata-se da resistência do conjunto a suportar cargas mecânicas, como a pressão do fluido hidráulico em sua carcaça e possíveis choques mecânicos;
- **Cores, formas e texturas:** Corresponde a geometria e estilo tanto interno como externo do conjunto;
- **Peso do equipamento:** Corresponde a massa total bruta do sistema. Quando mais leve o equipamento, melhor;
- **Facilidade de montagem:** Trata-se da complexidade para a montagem da furadeira. Quanto mais fácil a montagem, menores serão os custos e tempos de montagem e de manutenção;
- **Facilidade de fabricação:** Trata-se da necessidade de utilização de processos não convencionais e processos de maior custo para a fabricação. Caso seja utilizados processos de maior complexidade, os custos para fabricação aumentam consideravelmente.

2.7.3 Utilização

Este item aborda dados relativos ao manuseio, uso e características funcionais do equipamento. Os requisitos levantados são os seguintes:

- Utilize energia hidráulica: O equipamento deve funcionar com o uso de uma fonte de energia hidráulica. Trata-se de uma exigência de projeto e deve ser atendida;
- Faixa de trabalho: O equipamento a ser desenvolvido deve trabalhar em uma faixa de vazão e a faixa de pressão sem grandes dificuldades, de forma a atender uma variada linha de tratores. Quanto maior for esta faixa, melhor;
- Pressão máxima: Trata-se da pressão máxima que o equipamento possa trabalhar. Essa pressão é delimitada pela válvula de alívio utilizada nos tratores, no qual o valor máximo encontrado em catálogos é de 190 bar para os tratores pesquisados;
- Vazão máxima: Corresponde a vazão máxima que o equipamento possa trabalhar. Conforme abordado em seção anterior, esta vazão é limitada em 50 L/min;
- Torque no eixo: Trata-se da faixa de torque que a furadeira possa fornecer. Se a furadeira fornecer um baixo torque, ele pode ser insuficiente para realizar um furo, e se o torque for elevado, ele pode causar problemas relativos ao uso como quebra de brocas e até mesmo de segurança do operador;
- Frequência de Rotação: Corresponde a faixa de trabalho da furadeira. Ela não pode ser muito elevada, pois resultaria em quebras na broca ou problemas de segurança, como nem lenta demais, que pode ocasionar travamentos e intermitência no funcionamento do equipamento. A rotação da furadeira hidráulica obtém-se pela relação entre vazão e deslocamento volumétrico do motor, este fixado pelo fabricante;
- Vazamentos: Corresponde o vazamento externo de fluido hidráulico para o ambiente, que pode ser através das mangueiras, conexões e vedações. Trata-se de uma exigência de projeto e deve ser atendido;
- Ergonomia: É um requisito intimamente ligado a facilidade de uso, formas do produto e peso. Na matriz de desdobramento da casa de qualidade este requisito é decomposto nestes três itens citados;
- Vida útil: Trata de fatores como sua confiabilidade e manutenibilidade, que garantem que o produto possa ter uma vida curta ou longa em serviço. Como no item anterior, este requisito pode ser dividido nestes dois requisitos citados;
- Facilidade de uso/ Força de acionamento: É o quão fácil o equipamento possa ser utilizado. Ele deverá ser projetado de modo

que seja simples e seguro de utilizar, assim como possuir um acionamento leve e de fácil manuseio;

- Taxa de risco de operação: Segurança de uso, o equipamento a ser desenvolvido deve possuir meios que evitem uma sobrepressão e excesso de torque, que possa causar acidentes tanto no operador como danos ao sistema hidráulico e ao equipamento em questão;
- Número de funções atendidas: Trata-se da versatilidade do equipamento. Ou seja, a furadeira hidráulica possa ser acoplada em outros módulos/equipamentos;
- Eficiência: A furadeira hidráulica deve possuir boa eficiência energética, não podendo causar danos a unidade hidráulica na qual está conectada;
- Preço do equipamento: Preço de venda do equipamento para o consumidor final.

2.7.4 Descarte

O descarte trata-se do destino final do produto após sua vida útil. Para este requisito de projeto, o principal item é:

- Materiais recicláveis: Corresponde aos materiais utilizados na manufatura do produto. Boa parte dos materiais utilizados na fabricação e montagem deverá ter capacidade de reaproveitamento.

2.8 Método do desdobramento da função qualidade

Também conhecido como o método QFD (Quality Function Deployment – Desdobramento da Função Qualidade), esta ferramenta foi formulada pelos professores Akao e Mizuno no final da década de 60 como um método capaz de auxiliar a garantia da qualidade durante o desenvolvimento do produto (MELO FILHO *et al.*, 2007). Ele é fundamentado na preocupação de que os produtos devem ser projetados para refletir os desejos, gostos e expectativas dos usuários que devem ser considerados de alguma maneira no processo de desenvolvimento de produto. Os propósitos gerais do método QFD são:

- Tornar efetivo o uso de métodos sistemáticos para o desenvolvimento de produtos;
- Propiciar a solução de problemas pela atividade em grupo;
- Tornar a atividade em grupo eficiente;

- Capacitar o grupo com ferramentas simples e práticas.

Deste modo, correlaciona-se os requisitos de usuário com os requisitos em projeto em uma matriz de desdobramento da função qualidade apresentada na Tabela 2.4, em que quando não ocorre nenhuma correlação entre os requisitos de usuário com os requisitos de projeto atribui-se o valor de 0 (zero). Quando esta correlação é forte, atribui-se o valor de 3, assim como para quando também se atribui valores médios quando a correlação é fraca ou média. De mesmo modo, valorizam-se os requisitos de projeto no qual se atribui uma escala de 1 a 5 (mais baixo para o mais alto).

Com o preenchimento da matriz, pode-se notar o grau de importância de cada requisito de projeto apresentado assim como também pode ser observado que alguns dos requisitos de usuário - sem vazamentos/seguro - são requisitos fundamentais para aprovação das soluções. Desta forma, estes requisitos de usuário se transformarão em especificações de avaliação de projeto, de modo a aprovar ou reprovar as soluções escolhidas.

2.9 Apresentação das especificações de projeto do produto

A partir da construção da matriz QFD, pode-se listar o grau de importância dos requisitos e transformá-los em especificações do produto. Desta forma, apresentam-se na Tabela 2.5 as especificações de projeto de produto levantadas, as quais estão ordenadas conforme seu grau de importância. Os requisitos de projeto ergonomia e facilidade de uso são considerados como uma especificação redundante, e de forma a manter especificações quantitativas, estes requisitos são agrupados em apenas um requisito.

Pode-se perceber também que existem especificações que tem origem direta das necessidades dos usuários, tais como não possuir vazamentos externos e a necessidade de utilizar energia hidráulica.

Tabela 2.4: Casa da qualidade. (visão parcial)

valor do consumidor (1 - baixo, 5 - alto)	Requisitos de projeto	Tempo de manutenção	Frequência de manutenção	Custo de manutenção	Confiabilidade	Custo de fabricação	Número de componentes	Resistência mecânica	Cores, Formas e Texturas	Peso do equipamento	Facilidade de montagem	Facilidade de fabricação	Utilize energia hidráulica	Faixa de trabalho	Pressão máxima	Vazão máxima	Torque no eixo	Frequência de rotação	Vazamento	Vida útil	Facilidade de uso/Força de acionamento	Taxa de risco de operação	Materiais recicláveis	Versatilidade	Eficiência	Preço do equipamento	
		menor	menor	menor	maior	menor	menor	maior		menor	menor	menor	menor	maior	maior	maior	maior	maior	menor	maior	menor	Menor	maior	maior	maior	menor	
		min	h/manu	R\$	h/t	R\$	Número	MPa		kg	h	h		bar x L/min	bar	L/min	Nm	r/min	L/min	h	N	%	%	modulos	%	R\$	
1	Manutenção realizada em um curto período de tempo	3	0	2	0	1	3	0	1	0	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	1	
3	Baixa frequência de manutenção	0	3	2	3	2	3	3	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	1	0	1	0	1	
5	Baixo custo de manutenção	0	3	3	3	1	2	0	0	1	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	1	
4	Alta confiabilidade	3	3	3	3	0	3	3	2	0	2	0	0	1	1	1	1	0	0	3	0	0	0	2	2	2	
1	Fabricação por métodos convencionais	0	0	2	0	3	0	0	0	0	0	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	3	
2	Atenda as normas relativas ao produto	0	0	0	0	2	0	1	0	1	2	1	1	2	1	1	1	1	1	1	2	0	3	1	1	0	0
2	Ter poucos componentes	3	2	3	3	3	3	0	1	2	2	2	2	0	0	0	0	2	0	0	0	0	1	3	1	2	
5	Baixo peso	0	0	0	0	2	2	2	0	3	1	3	2	0	2	2	2	1	0	0	2	1	2	2	1	1	
5	Baixo custo	0	1	2	1	3	1	2	1	1	1	3	1	1	2	2	2	2	2	1	2	1	2	1	2	0	
5	Seguro no uso	0	1	0	2	1	0	2	1	1	0	0	2	1	0	0	0	0	0	1	0	1	3	0	2	0	
5	Facilidade de uso	0	0	0	0	0	0	0	2	3	0	0	2	1	1	1	1	1	0	0	3	0	0	1	2	1	
5	Ergonômico	0	0	0	0	1	0	0	3	2	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	3	2	0	2	0	1	
5	Versátil	0	0	0	0	2	1	3	2	1	1	0	1	3	3	3	3	3	1	0	0	1	0	3	3	0	
3	Controle de rotação	0	0	0	0	0	2	1	2	1	2	2	0	2	2	2	2	3	0	0	2	2	0	0	3	0	

2	Baixo tempo de montagem e desmontagem no implemento	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	2	0	0	0	0	0	0	2	0	0	1	0	0	
4	Facilidade na montagem e desmontagem no implemento	0	0	0	0	0	0	0	0	2	0	0	1	0	0	0	0	0	0	3	1	0	1	0	0	
3	Montagem em equipamentos diferentes	0	0	0	0	0	2	0	0	1	0	0	1	3	3	3	3	3	0	0	2	2	0	2	2	0
5	Eficiente	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	1	1	2	3	0	0	1	0	0	0	3	1
3	Ter longa vida útil	0	2	0	3	2	2	3	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	3	1	2	0	0	2	3
2	Boa estética	0	0	0	0	1	0	2	3	2	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	1
5	Funcionamento uniforme	0	0	0	0	1	0	0	1	1	0	0	0	2	2	2	2	2	0	0	3	2	0	0	3	0
4	Sem vazamentos	0	0	0	3	1	1	2	1	1	1	0	3	2	3	0	2	0	3	2	0	1	0	0	3	0
2	Componentes recicláveis	0	0	0	0	2	0	2	1	2	0	1	0	3	3	3	3	2	2	1	0	1	3	1	0	1
2	Ecologicamente correto	0	1	0	1	2	2	0	0	1	2	3	0	0	0	0	0	0	3	3	0	0	3	0	3	1
	Somatório sem os pesos	9	16	17	22	30	27	26	23	27	20	18	20	21	24	21	24	23	14	18	24	24	11	26	28	24
	Somatório com os pesos	21	58	53	80	95	86	96	85	101	63	53	79	77	94	82	95	88	45	56	101	92	31	99	109	79

Tabela 2.5: Especificações de projeto do produto.

Descrição das especificações	Modo de verificação	Possíveis riscos
Facilidade de uso/Força de acionamento (101)	O Produto deve possuir uma operação simples, leve, fácil e adaptada as características de ergonomia. Deve ter uma baixa força de operação.	Esforço demais do operador. Dificuldade em utilizar.
Eficiência (109)	O equipamento a ser desenvolvido deve possuir uma eficiência superior ao protótipo inicial.	O equipamento nascer já defasado. Aquecimento excessivo. Alto consumo de energia.
Peso do equipamento (101)	Verificação do desenho final do projeto do equipamento. Deve ser mais leve que o protótipo.	O equipamento pode ser pesado demais a ponto de interferir no seu uso
Número de funções atendidas (99)	O produto pode ser instalado em futuros módulos e atender diversas funções.	Limitação do produto para apenas um tipo de uso, não aproveitando toda sua potencialidade.
Resistência mecânica (96)	O produto deve resistir a um uso excessivo e em ambientes agressivos.	Falha do produto, quebras, desgaste.
Custo de fabricação (95)	O produto deve possuir um baixo custo de fabricação, tanto em relação a materiais como processos.	Investimento em maquinário, custo de fabricação próximo do valor de venda do produto.
Torque no eixo (95)	O torque no eixo do motor hidráulico deve ser limitado e controlado conforme a necessidade.	Baixo torque implica em travamentos no funcionamento. Alto torque pode causar problemas em relação à segurança do operador.

Tabela 2.5: Especificações de projeto do produto (cont.).

Descrição das especificações	Modo de verificação	Possíveis riscos
Pressão máxima (94)	O equipamento deve resistir a uma pressão constante superior a 190 bar.	Quebra do produto se exposto a maiores pressões.
Segurança no uso (92)	O equipamento deve possuir limitação de torque e de sentido de vazão.	Riscos de danos na unidade hidráulica e acidentes com o operador.
Frequência de rotação (88)	A frequência de rotação deve ser controlada entre zero até seu valor máximo ⁵ .	Riscos de acidentes, baixa eficiência do equipamento.
Número de componentes (86)	O produto deve possuir o menor número de componentes possível, preferencialmente em relação aos de fabricação mais complexa.	Redução da confiabilidade, possível aumento nos custos de fabricação.
Cores, formas e texturas(85)	Deve ser agradável e funcional.	Má aceitação no mercado.
Vazão máxima (82)	Funcionar com vazão de até 50 L/min.	Vazão maior causa menor rendimento do equipamento e problemas relacionados a uma rotação excessiva.
Confiabilidade (80)	Histórico de vida útil das soluções empregadas	Período de manutenção inferior a dois anos. Vida útil do equipamento inferior a 5 anos.

⁵ Definida nos ensaios com o protótipo no Capítulo 4.

Tabela 2.5: Especificações de projeto do produto (cont.).

Descrição das especificações	Modo de verificação	Possíveis riscos
Preço do equipamento (79)	O preço de venda do equipamento não deve ultrapassar o valor da BOSCH GBM 23-2	Vendas reduzidas pela concorrência e pelo alto preço do produto.
Custos e tempo de manutenção	Tempo de manutenção, histórico de equipamentos similares.	Um produto com baixa manutenibilidade implica no aumento do custo de operação, redução da produtividade e diminui consideravelmente a satisfação do cliente (imagem negativa do produto).
Vazamentos	Verificar se as vedações empregadas garantem a vedação do fluido hidráulico.	Vazamento de fluido nocivo ao meio ambiente. Imagem negativa ao produto.

2.10 Considerações finais

Neste capítulo, a partir do uso de algumas das ferramentas de projeto informacional, podem-se obter dados iniciais para o início do projeto. Inicialmente percebeu-se que existem poucos equipamentos similares ao proposto, sendo que no Brasil durante as pesquisas de produtos não se localizou nenhum modelo a venda. No exterior, percebe-se que em alguns dos modelos existentes possuem certas características em comum com o protótipo inicial fornecido pela empresa, como um peso elevado e características de operação similares as fornecidas pela unidade hidráulica de um trator. Além do mais, estes equipamentos possuem um alto valor para compra, o que os torna inadequados para o mercado em que este está sendo projetado.

Durante a busca pelas necessidades dos usuários percebeu-se um padrão de respostas, no qual três tiveram maior destaque: facilidade de uso, baixa manutenção e versatilidade. A baixa manutenção é uma necessidade existente na própria idéia do produto, uma vez que este tem que operar em locais isolados e por muitas vezes distantes de assistência

técnica. Vários entrevistados citaram a necessidade do uso do equipamento para outras condições, como utilizar o motor hidráulico em bancadas ou para perfuração do solo.

Como resultados deste projeto informacional, foram obtidas as 18 especificações que irão delimitar a seleção das soluções e o projeto, no qual se observa que as primeiras especificações apresentadas são principalmente características funcionais do produto. Na Figura 2.14 estão apresentados os principais passos seguidos nesta fase de projeto.

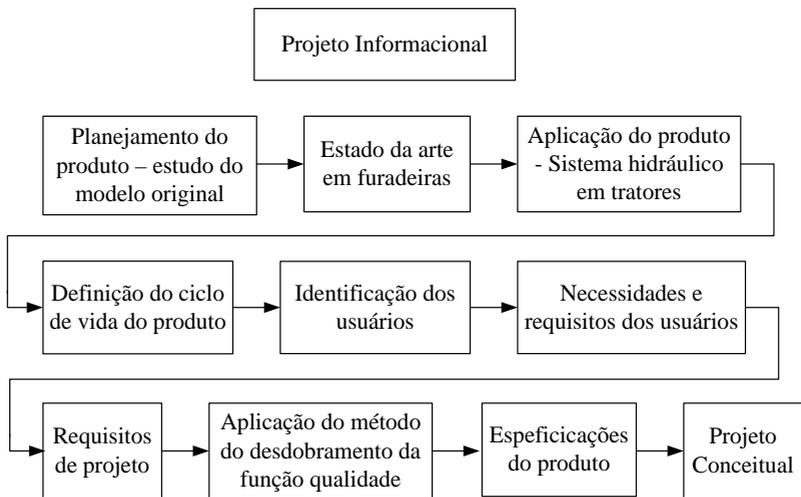


Figura 2.14: Principais passos seguidos no projeto informacional.

CAPÍTULO 3

PROJETO CONCEITUAL

A fase de projeto conceitual destina-se a geração de uma ou mais soluções de concepção do produto que atendam as especificações de projeto. O procedimento utilizado nesta fase é a engenharia reversa, no qual Otto e Wood (1998, 2001 apud BACK, *et al.*, 2008) definem como “o processo de análise de um objeto para identificar os componentes do sistema e suas inter-relações e criar uma representação do sistema em outra forma ou em um nível de abstração mais elevado, para posterior modelagem, simulação e busca de nova solução”.

Desta forma, identifica-se a estrutura funcional do modelo original, para posteriormente desenvolver estruturas funcionais alternativas para o protótipo, considerando as especificações de projeto levantadas.

3.1 Estrutura Funcional

Como forma de caracterizar e modelar o protótipo fornecido pela empresa realizou-se o desdobramento da estrutura funcional apresentada pelo protótipo, iniciando-se pelas funções elementares. As funções elementares são obtidas a partir da análise do protótipo fornecido (Figura 2.1), do circuito hidráulico apresentado na Figura 2.2 e dos desenhos e esboços de fabricação.

De acordo com estas informações, modela-se a estrutura funcional em funções elementares como apresentado na Figura 3.1. Para representação das funções, utiliza-se da proposta dada por Koller (1985 apud BACK *et al.*, 2008), no qual este autor desenvolveu 24 funções que englobam ações sobre energia, material e informação. O uso deste método é devido sua analogia a um sistema hidráulico, em que as funções apresentadas por Koller podem ser adaptadas as funções existentes de um sistema hidráulico..

Seguindo a sequência das funções apresentadas, tem-se que a função inicial “ligar” refere-se aos engates rápidos utilizados para conectar as mangueiras hidráulicas (função “guiar”) a unidade potência hidráulica (“emitir”). Esta mangueira posteriormente conecta-se a furadeira hidráulica com o uso de conexões roscadas (função “ligar”). Em seguida divide-se o escoamento (função “dividir”) para a válvula de orifício (função “ligar”) e para a válvula de retenção (função “retificar”). O usuário con-

Com o fechamento do orifício de controle, a pressão a montante do mesmo aumenta abrindo a válvula de retenção (função “retificar”) ligada ao motor hidráulico (função “transformar”), que transforma a energia hidráulica em energia mecânica, possuindo como efeito colateral a geração de calor (energia térmica). A energia mecânica segue externamente ao sistema técnico assim com uma parte da energia térmica (função “absorver”) enquanto o óleo e a energia térmica, juntamente com o óleo e a energia térmica oriundas da válvula de orifício se unem (função “unir”). Na sequência retornam para a unidade de potência hidráulica (função “absorver”) com a conexão roscada com a mangueira e engate rápido (funções “ligar”, “guiar” e “ligar”).

Apesar de que todo o local em que existe uma perda de carga ocorre um aquecimento do fluido, nesta estrutura de funções considera-se que este aquecimento ocorrerá apenas nos locais no qual esta perda ocorre de forma mais consistente, como na válvula de retenção, motor hidráulico e válvula de orifício.

O próximo passo a ser executado é transformar as funções elementares previamente apresentadas em funções parciais. Tais funções parciais apresentam-se na Figura 3.2, no qual observa que se pode caracterizar este equipamento por 6 principais funções: conectar a linha de suprimento da unidade de potência hidráulica ao equipamento, controlar e limitar a potência hidráulica, controlar o fornecimento de energia, transformar a energia hidráulica em energia mecânica, conectar a linha de retorno do equipamento na unidade hidráulica e o meio ambiente.

Assim sendo, pode-se definir a função global tanto a partir das funções parciais previamente levantadas como a partir das necessidades de projeto apresentadas no capítulo anterior.

Desta forma a função global do sistema pode ser definida como transformar energia hidráulica em energia mecânica de maneira fácil e confiável, como mostrada na Figura 3.3. Na interface com os outros sistemas, tem-se na entrada o fluido hidráulico juntamente com a energia hidráulica na forma de pressão e vazão do fluido hidráulico. Na saída tem-se a energia mecânica através do eixo, a energia térmica pelo fluido e o óleo hidráulico. Na interface com o usuário, pode-se citar a energia mecânica está no posicionamento do carretel. Já com o meio ambiente há troca de calor assim também como absorve a energia mecânica gerada pelo motor hidráulico.

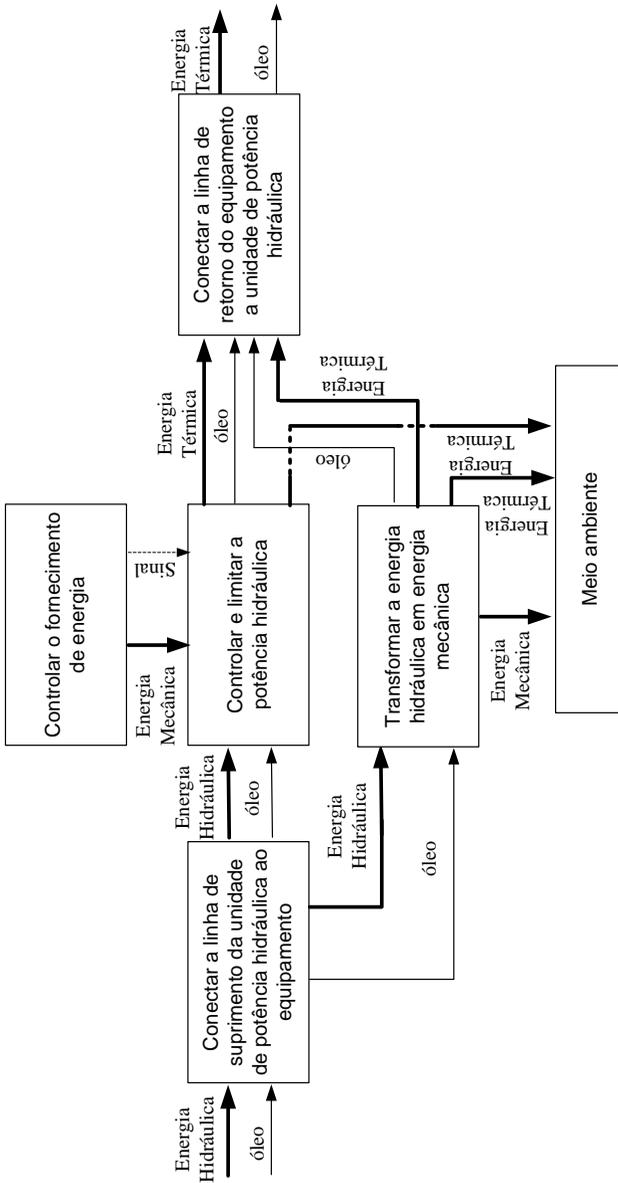


Figura 3.2: Funções parciais do modelo original (método de controle de vazão por sangria).

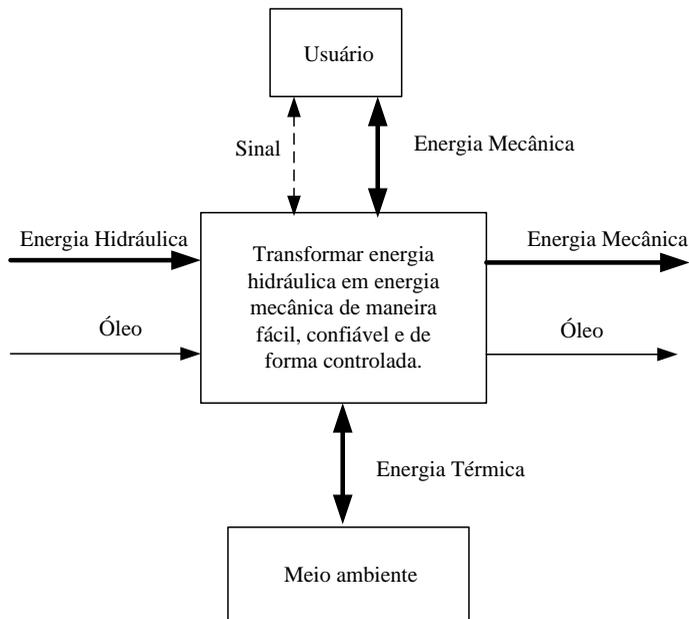


Figura 3.3: Função global do sistema técnico.

3.2 Estruturas funcionais alternativas

Neste ponto, desenvolvem-se as alternativas de estruturas funcionais de acordo com os métodos de controle e limitação de energia apresentados na literatura.

Segundo Chapple (2003), os circuitos hidráulicos podem ser arranjados de várias formas e usando diferentes componentes de forma a alcançar um determinado sistema. Adicionalmente, diferentes projetos de componentes estão disponíveis para executar uma função específica e, por esta razão e de sua influência no projeto do circuito, o processo de seleção de componentes não é trivial.

Assim para se executar um determinado projeto de circuito são requeridos conhecimentos sobre: faixa operacional de componentes hidráulicos que estão disponíveis; características de operação destes componentes e seu uso em circuitos e sistemas de controle; tipos disponíveis de circuitos hidráulicos e métodos analíticos para determinar o desempenho do sistema para satisfazer a especificação da máquina.

Em geral, o tipo de circuito que é escolhido para uma determinada aplicação depende de um número de fatores que incluem o custo de aquisição, o peso, facilidade de manutenção, custo operacional e o ciclo de trabalho da máquina.

De acordo com os dados adquiridos na Seção 2.3, observa-se que nos sistemas de potência hidráulica utilizados geralmente operam com uma bomba de deslocamento fixo como unidade de conversão primária de energia, a qual trabalha junto a uma válvula direcional (bloco de comando) tipo centro aberto. Nestas condições, a pressão máxima é limitada através do uso de uma válvula limitadora de pressão e a vazão pode ser controlada manualmente pela válvula do bloco de comando.

Caso se faça o uso de uma válvula limitadora de pressão neste sistema, deve-se levar em conta que ela funcionará de forma similar ao posicionar a alavanca de posição do bloco de comando de forma que ocorrerá o bombeamento constante para um atuador em seu fim de curso. Neste caso a pressão do sistema será regulada pela válvula limitadora de pressão. Isto acarreta em uma grande dissipação energética, elevando o consumo de combustível e de aquecimento em um sistema móbil, no qual pode atingir temperaturas superiores a 100°C. Em sistemas hidráulicos atuais, existe o desarme automático da alavanca de posição da válvula direcional do bloco de comando, que caso chegue na condição de pressão máxima ela automaticamente posicionada a posição de centro aberto (MASSEY FERGUSON, 2004).

Assim sendo, deve-se trabalhar em métodos alternativos para controlar e limitar a energia hidráulica, e como o controle da pressão de suprimento é uma alternativa inviável, parte-se para o controle da vazão, que é crucial para controlar a rotação do motor. Desta forma, torna-se necessário conhecer tais tipos de controle de vazão.

Primeiramente deve-se saber que para o controle de vazão utilizam-se válvulas que controlam a abertura de um orifício, obedecendo a equação da vazão, mostrada na Equação (3.1):

$$q_v = C_d \cdot A_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (3.1)$$

em que:

q_v = Vazão volumétrica [m³/s];

C_d = Coeficiente de descarga [Adm];

A_0 = Área do orifício [m²];

Δp = Diferença de pressão [Pa];

ρ = Massa específica [kg/m³].

Como desvantagem para este tipo de controle de vazão na entrada tem-se que, para qualquer carga existente no atuador (pressão de saída da válvula de controle), a pressão na entrada da válvula, assim como a pressão de saída da bomba, é a pressão determinada pela válvula de alívio do sistema hidráulico, a qual desvia o excedente de vazão da bomba para o reservatório. Desta forma, a potência de operação do sistema hidráulico será a máxima, o que reduz o rendimento global do sistema. Nos sistemas que utilizam bomba de deslocamento variável com compensação de pressão, a potência de acionamento será menor, já que a vazão na saída da bomba é menor (LINSINGEN, 2008; RACINE HIDRÁULICA, 1981).

No controle de vazão na saída, a válvula de controle de vazão encontra-se após o atuador e recomenda-se seu uso para sistemas em que o carregamento existente for no mesmo sentido do movimento do atuador. As desvantagens existentes são que o atuador estará sempre pressurizado, o que poderia causar vazamentos, tanto internos quanto externos, assim como as características relativas a pressão da linha de suprimento e a potência de acionamento ser similares as apresentadas para o controle de vazão na entrada (LINSINGEN, 2008).

No método de controle de vazão por sangria, a válvula de controle de vazão é colocada em paralelo (*by-pass*) com o atuador, regulando a passagem de fluido para o atuador, desviando a parte não utilizada para reservatório. Desta forma, o excesso de vazão passa pela válvula de controle e não pela válvula de alívio, reduzindo assim a potência de acionamento uma vez que não é necessário atingir a pressão ajustada na válvula de alívio (RACINE HIDRÁULICA, 1981). Para o caso de bomba de deslocamento variável com compensação de pressão, o compensador de pressão não opera (LINSINGEN, 2008).

A maior desvantagem existente no método de controle de vazão por sangria é para o caso de uso em sistemas em que a aplicação da carga no atuador é variável. Isto causa variações na pressão de suprimento, alterando a vazão na válvula de controle caso esteja em uma posição fixa, de acordo com a dependência estabelecida pela equação da vazão.

Na Figura 3.5 está apresentada a estrutura de função parcial para um sistema de controle de vazão na entrada (a) e para um controle de vazão na saída (b) quando aplicados a furadeira, enquanto na Figura 3.2 que representa as funções parciais do modelo original, o qual corresponde a um sistema de controle de vazão por sangria.

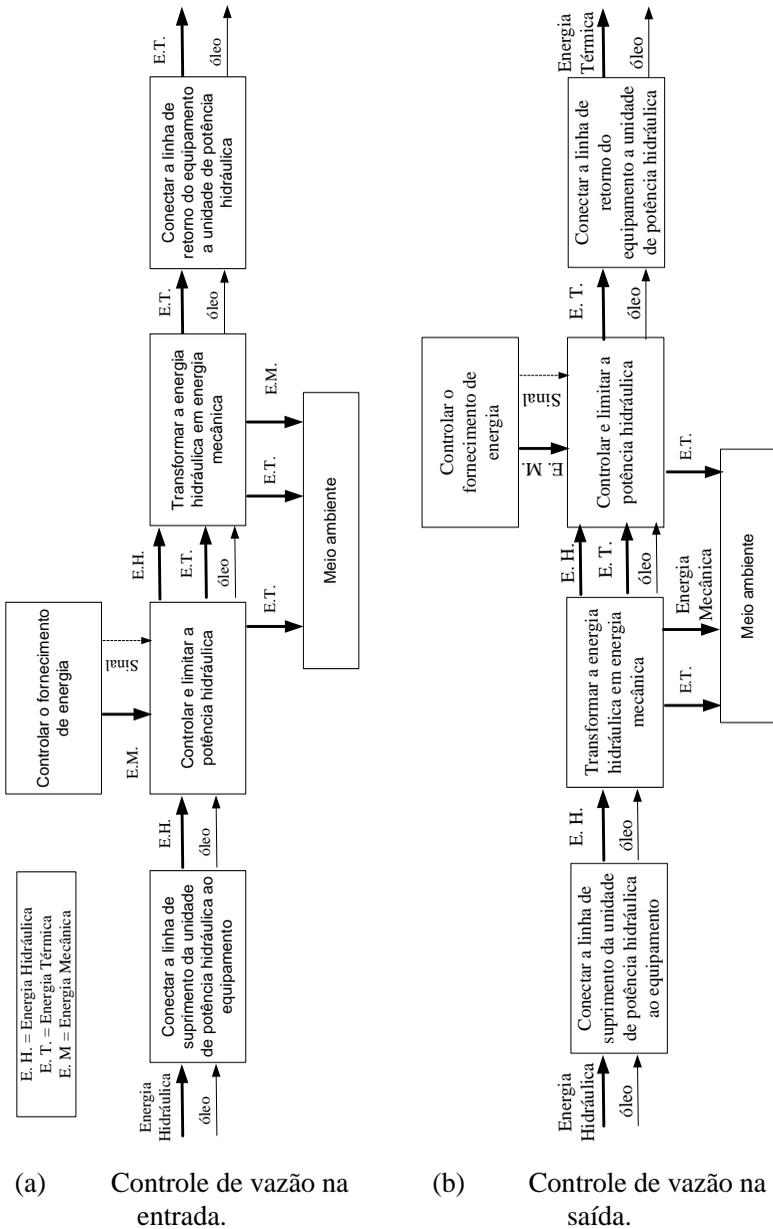


Figura 3.5: Estrutura funcional para controle de vazão na entrada e na saída.

3.2.2 Seleção da função parcial

Conforme Linsingen (2008), a princípio o controle de vazão pode ser realizado em qualquer parte do sistema hidráulico. Assim, torna-se necessário conhecer as condições de funcionamento deste sistema para definir qual o tipo de válvula a ser utilizado e em qual posição que ela deve ser instalada.

Desta forma, analisa-se o componente a ser desenvolvido quando a furadeira está parada e suas vias de suprimento e retorno estão conectadas a válvula direcional pertencente a uma unidade hidráulica com válvula de centro aberto e bomba de deslocamento fixo comumente utilizado em tratores, sendo representado na Figura 3.6. Nestas condições verifica-se que caso se utilize um controle de vazão na entrada ou na saída a pressão na linha de suprimento será regulada pela válvula de alívio. Para o controle de vazão por sangria, a pressão existente na linha de suprimento será decorrente da perda de carga existente nas linhas entre a unidade hidráulica e furadeira e as perdas de carga da própria furadeira hidráulica.

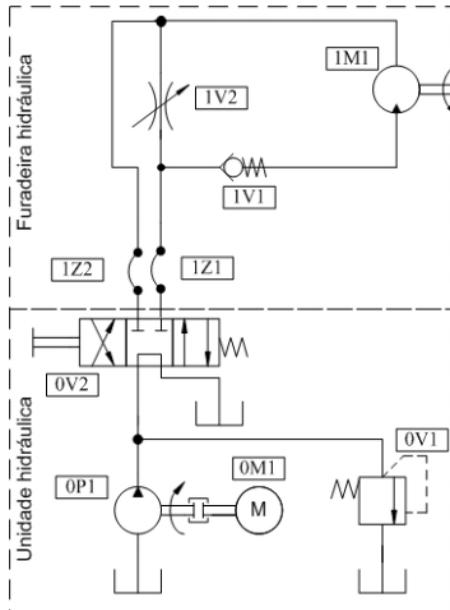


Figura 3.6: Circuito hidráulico da furadeira hidráulica original conectada a válvula direcional da unidade hidráulica de um trator.

Outra situação analisada é quando a furadeira estiver em funcionamento e o controle escolhido for o controle de vazão na entrada ou saída. Neste caso a pressão na linha de suprimento ainda continuará a ser limitada pela válvula de alívio, já que por esta ocorre a vazão não consumida pelo equipamento. Neste caso, para o controle de vazão por sangria, a pressão na linha de suprimento é decorrente da carga existente no motor hidráulico, assim como as perdas de carga de todo o sistema.

Portanto, apesar da dificuldade no controle da rotação devido à variação da carga existente no eixo para o controle de vazão por sangria, seu uso se justifica pela menor potência de acionamento necessária, uma vez que a pressão na linha de suprimento é menor. Como se reduz a potência de acionamento, a temperatura de todo o sistema também é menor o que já representa um benefício.

3.3 Desenvolvimento da estrutura funcional selecionada

Definida a solução de controle empregada, analisa-se a estrutura funcional parcial da mesma que, como visto, trata-se da mesma do modelo original apresentada na Figura 3.2.

Observa-se que esta estrutura divide-se em cinco funções parciais mais o meio ambiente. Estas funções parciais podem ser resumidas como a conexão da linha de suprimento a furadeira, controle do fornecimento de energia realizado pelo usuário através do posicionamento do carretel, o controle e limitação de energia, a transformação da energia hidráulica em energia mecânica e a conexão da linha de retorno da furadeira para o sistema hidráulico. Estas funções parciais são divididas em 4 grupos, uma vez que as funções de conexão do suprimento e retorno são similares.

Desta forma, os itens abaixo representam estes quatro grupos de funções parciais. Nele são indiretamente definidas as características básicas do equipamento, baseado nas especificações de projeto.

3.3.1 Transmissão do fluido

A ligação de implementos a unidade hidráulica do trator é realizada sempre através do uso de engates rápidos. A linha utilizada entre a unidade hidráulica e a furadeira corresponde a uma mangueira gêmea, ou seja, a junção de duas mangueiras numa mesma linha.

Baseado nas características do equipamento, o modelo escolhido é a Goodyear TR8 (GOODYEAR, 2011) apresentada na Figura 3.7. Trata-se de uma mangueira gêmea termoplástica, que possui um diâmetro

interno de 9,5 mm e suporta uma pressão de operação máxima de 27,5 MPa, valor superior a pressão máxima de uma unidade hidráulica móbil típica (aproximadamente 20 MPa). A ligação da mangueira a furadeira hidráulica é feito com o uso de uma conexão roscada.



Figura 3.7: Mangueira de alta pressão TR8 (GOODYEAR, 2011).

3.3.2 Concepção de motor

Trata-se da função de transformação de energia hidráulica em energia mecânica. Para esta função existe um grande número de concepções de atuadores rotativos, com características e princípios de funcionamento distintos. Geralmente estes projetos estão baseados em quatro princípios de deslocamento, que podem ser designados como máquinas de palhetas, engrenagens, pistões e parafusos (LINSINGEN, 2008).

Conforme Chapple (2003), a seleção de bombas e motores podem ser determinadas por um número de fatores, que necessitam ser considerados pelo usuário. Esses fatores são os seguintes:

- Custos;
- Diferença de pressão e ruído;
- Capacidade de sucção;
- Sensibilidade para contaminação;
- Velocidade;
- Peso;
- Deslocamento fixo ou variável;
- Máxima pressão e vazão, ou potência;
- Tipo de fluido.

Ao contrário das bombas, que geralmente operam sob uma velocidade constante ou possuem uma pequena faixa de variação no caso de aplicação móbil, os motores normalmente são exigidos a trabalhar com velocidades variáveis, podendo partir do repouso para sua velocidade nominal e retornar ao repouso em um curto período de tempo. Desta maneira, estes aspectos refletem no projeto destes componentes (CHAPPLE, 2003).

A partir da análise destas informações, das capacidades e limitações, assim como os custos e os outros fatores citados por Chapple e principalmente pela disponibilidade no fornecimento pela empresa, opta-se pelo uso do mesmo motor hidráulico de engrenagens, utilizado no modelo original.

O modelo em questão trata-se de um motor de engrenagens externas. Ele possui uma concepção formada por um par de engrenagens iguais, sendo uma motora e uma movida, montadas em uma carcaça. Linsingen (2008) relata que estas máquinas são as mais utilizadas em sistemas hidráulicos, pois possuem uma alta robustez, grande tolerância a presença de contaminantes sólidos, aceitam uma grande variação de viscosidade e operam em uma elevada gama de rotações permissíveis.

Outro dado importante para caracterizar o motor hidráulico para o funcionamento em uma furadeira hidráulica e definição do circuito hidráulico que será selecionado para a modelagem é o seu deslocamento volumétrico. O deslocamento de uma bomba ou motor hidrostático corresponde ao volume de fluido transportado em um curso completo (angular ou linear) do rotor não submetido a uma diferença de pressão, ou seja, sem perdas volumétricas (LINSINGEN, 2008). Desta forma, a vazão teórica de uma bomba/motor é a vazão efetivamente descarregada com rendimento volumétrico de 100%. É possível obter o valor da vazão teórica medindo-se a vazão a uma dada rotação com a pressão efetiva de saída tendendo a zero (pressão atmosférica), ou estimá-la através do conhecimento de seu deslocamento volumétrico com o uso da equação a seguir:

$$q_v = D_{tc} \cdot \omega \quad (3.2)$$

em que:

q_v = Vazão teórica [m^3/s];

D_{tc} = deslocamento volumétrico do motor [m^3/rad];

ω = frequência de rotação [rad/s];

Já o deslocamento volumétrico pode ser estimado a partir dos parâmetros geométricos das engrenagens do motor, em que a área da secção transversal está indicada pela letra (A) na Figura 3.8. Esta área formada entre os dois dentes da engrenagem e a carcaça, é considerada uma célula de transporte de fluido (LINSINGEN, 2008).

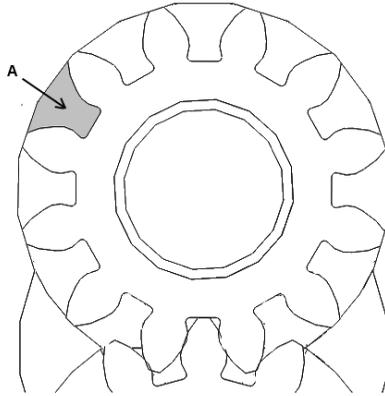


Figura 3.8: Área da célula de transporte de fluido.

Assim, o deslocamento volumétrico teórico pode ser determinado conforme a Equação (3.3):

$$D_{tc} = \frac{2Abz}{2\pi} \quad (3.3)$$

em que:

D_{tc} = deslocamento volumétrico do motor [m^3/rad];

A = área da secção transversal de cada célula de transporte de fluido [m^2];

b = largura do dente da engrenagem [m];

z = número de dentes de uma engrenagem [adm].

Como a área da secção transversal depende da forma de geração e do perfil do dente da engrenagem, sua determinação matemática torna-se difícil. Uma solução mais simples para este problema é apresentada por Ernest (1960 apud DALLA LANA, 2005) na Equação (3.4), em que o autor considera a área do vão entre dois dentes da engrenagem como a área de um dente da mesma engrenagem.

$$D_{tc} = \frac{\left[\left(\frac{\pi \cdot d_{ex}^2}{4} \right) - \left(\frac{\pi \cdot d_{in}^2}{4} \right) \right] \cdot b}{2\pi} \quad (3.4)$$

em que:

D_{tc} = deslocamento volumétrico teórico do motor [m³/rad];

d_{ex} = diâmetro externo da engrenagem [m];

d_{in} = diâmetro interno da engrenagem [m];

b = largura da engrenagem [m];

Como o motor existente possui 12 dentes, uma largura de engrenagem de 23 mm, um diâmetro interno de 25,55 mm e um diâmetro externo de 37,4 mm, calcula-se o valor do deslocamento volumétrico teórico do motor existente, obtém-se o valor de 13,538 cm³/rev.

Considerando a vazão máxima de funcionamento do equipamento como 50 L/min, a frequência de rotação teórica deverá ser de 3693 r/min. Trata-se de um valor elevado para o uso em furadeiras, uma vez que se utiliza esta frequência de rotação apenas em casos específicos como o uso de diâmetros pequenos ou em usinagem em materiais que necessitem de uma alta velocidade de corte. O uso de um motor hidráulico com um deslocamento volumétrico maior reduziria a frequência de rotação para a mesma vazão, mas isso ocasionaria um aumento do peso e tamanho do conjunto.

Porém, como o equipamento utiliza métodos de controle de vazão, a rotação pode ser controlada. Outro fator é que este equipamento deve atender para uma grande variedade de modelos de tratores, como modelos que possuem um sistema hidráulico com menor capacidade de fornecimento de fluido.

3.3.3 Sistema de acionamento

Para o acionamento de válvulas hidráulicas, existem diversas alternativas, as quais podem ser agrupadas em quatro categorias: acionamento elétrico, pneumático, hidráulico e manual.

O acionamento elétrico é possível na maioria dos componentes de controle hidráulicos através de conversores eletromecânicos como solenóides de bobina móvel, motor de torque e motor de força.

O acionamento pneumático e hidráulico está presente em equipamentos que requerem uma força para acionamento grande, ou também

por motivos de segurança como, por exemplo, nos freios pneumáticos em caminhões.

Para o acionamento manual, este pode ser realizado a partir do uso de elementos com movimento rotativo ou movimento prismático. Os elementos rotativos possuem um funcionamento análogo ao funcionamento do comando do acelerador de uma motocicleta, no qual a mão do operador fornece um torque ao comando rotativo. Já movimento prismático atua a partir do deslizamento axial do comando, no qual se pode fazer o uso de alavancas de forma a multiplicar a força mecânica aplicada ao elemento deslizante.

Como se sabe pelas especificações de projeto, o acionamento será essencialmente manual. Observando os produtos existentes no mercado e verificando-se que o acionamento é predominantemente prismático, torna-se necessário quantificar a força máxima que um usuário pode realizar.

Como forma de estimar a força máxima para o acionamento, utiliza-se do estudo populacional da força de preensão palmar realizados por Caporrino *et al.* (1998) no qual avaliaram a força de preensão palmar em 800 indivíduos saudáveis de ambos os sexos, num total de 1600 membros superiores, com o uso de um dinamômetro Jamar® (Figura 3.9).



Figura 3.9: Pressão palmar em um dinamômetro Jamar® (BRACE SHOP, 2011).

Apresenta-se na Figura 3.10 os resultados da média geral da força de prensão palmar, sendo que o desvio padrão para os homens é de 87,2 N para o lado dominante e de 83,3N para o lado não dominante. Para as mulheres é de 73,5 N para o lado dominante e 68,6 N para o lado não dominante.

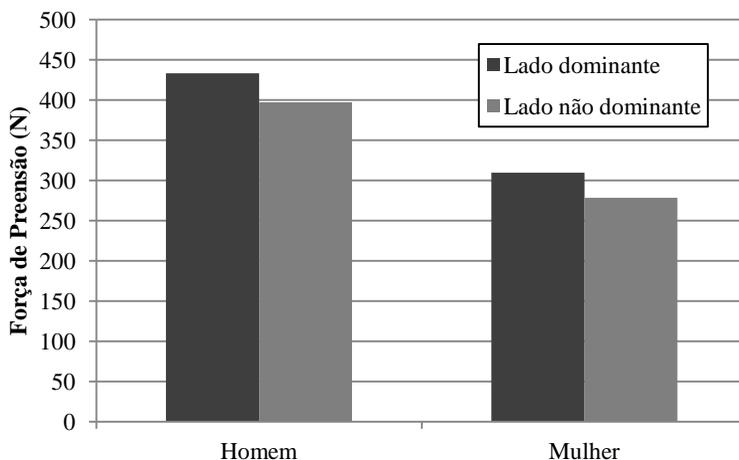


Figura 3.10: Média geral da força de prensão palmar (Adaptado de CAPORRINO, *et al.*, 1998).

Iida (2005) também sugere valores de até 400 N de força na empunhadura, assim como valores máximos de torque no antebraço direito de aproximadamente 660 Nm no sentido horário e 980 Nm no sentido anti-horário. Para fins operacionais, os valores recomendados são de 1,3 Nm e de 2 Nm respectivamente. Neste equipamento, deve-se levar em conta que o torque gerado pelo motor hidráulico não atua somente sobre um antebraço, uma vez que no equipamento existe um apoio lateral que suporta boa parte do torque.

Já Provenza (1986) sugere um valor de força de aperto normal de 100N, com um máximo de 200 N, que é um valor que abrange boa parte dos usuários utilizados nos estudos apresentados na Figura 3.10, se considerado o desvio padrão.

3.3.4 Controle e limitação da potência – Modelo original e conceitos

Trata-se do item de maior importância no reprojeto da furadeira hidráulica. Inicialmente será descrito o funcionamento do modelo original, para depois apresentar as soluções obtidas a partir da análise de componentes hidráulicos e informações da literatura.

Os conceitos de circuitos hidráulicos são desenvolvidos a partir da estrutura funcional previamente selecionada, assim como a partir da análise de concepções existentes no controle de vazão.

3.3.4.1 Modelo original

No modelo original, em que o circuito simplificado alimentado por uma fonte de vazão é apresentado na Figura 3.11, o controle de vazão realiza-se via sangria ou by-pass. Este controle é realizado com o uso de uma válvula com assento cônico (1V1) localizada entre a linha de suprimento e retorno e de uma válvula de retenção (1V2) montada em série com o motor hidráulico (1M1). Esta válvula de retenção atua de forma análoga a uma válvula de alívio, mantendo fechada a linha do motor hidráulico quando a válvula de controle está aberta.

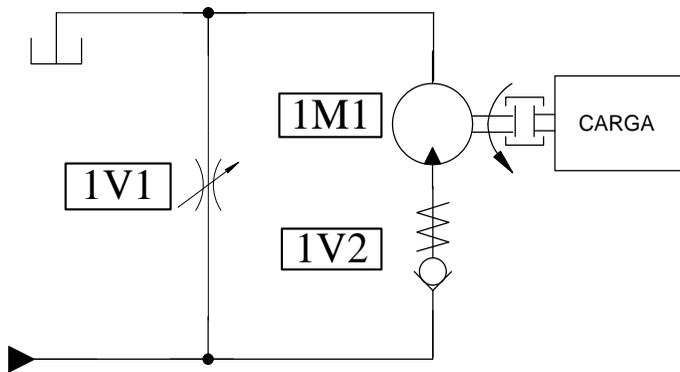


Figura 3.11: Circuito hidráulico simplificado do modelo original e da concepção I.

Regulando-se a abertura do orifício da válvula de controle (1V1), altera-se a pressão a montante da mesma (pressão da linha de suprimento). Quando a pressão na linha de suprimento for o suficiente para abrir a válvula de retenção (1V2), parte do fluido escoa através do motor, movimentando o eixo do motor, que em serviço gera uma carga. A prin-

principal desvantagem existente nesta configuração é a perda de carga existente na válvula de retenção (1V2), pois quando o motor estiver acionado, existe uma dissipação energética constante nesta válvula.

3.3.4.2 Concepção I

Uma primeira concepção a ser analisada utiliza do mesmo circuito do modelo original, com modificações na válvula de retenção e na área máxima do orifício de controle como forma de se obter uma redução da pressão de abertura e, conseqüentemente, a diminuição da perda energética e melhoria da eficiência do conjunto.

Esta redução da pressão de abertura da válvula de retenção obtém-se a partir do aumento de área na máxima abertura da válvula de controle e modificando-se a pré-carga da mola da válvula de retenção, a qual causa uma menor diferença de pressão na válvula de assento quando está totalmente aberta.

Desta forma, como se diminui a perda de carga na válvula de controle na máxima abertura com o aumento da área de passagem na condição inicial de funcionamento, a pressão na linha de suprimento também será menor. Conseqüentemente a pressão necessária para a abertura da válvula de retenção pode ser menor que a do modelo atual, já que a mesma consegue manter o motor desligado na condição inicial de funcionamento.

Assim conclui-se que com a redução da pressão necessária para a abertura, a dissipação energética não será somente menor quando o equipamento estiver em sua condição inicial, de motor desligado. Esta redução da dissipação energética também ocorrerá durante o funcionamento do motor, uma vez que nesta condição também ocorre a perda de carga devido ao escoamento pela válvula de retenção.

3.3.4.3 Concepção II

A segunda concepção baseia-se na idéia de manter uma queda de pressão constante na válvula de controle, que resulta em um controle melhor na rotação da furadeira. Assim torna-se interessante analisar as válvulas consideradas reguladoras de pressão.

A válvula reguladora de pressão, ao contrário da válvula limitadora de pressão, é uma válvula normalmente aberta, regulando a pressão a jusante da mesma. Essas válvulas tem como função básica ajustar e manter constante a pressão em uma parte do sistema hidráulico em um valor inferior a pressão existente na saída da unidade de conversão pri-

mária. Esta redução de pressão é resultante da perda de carga obtida a partir de um orifício de controle, controlado por meio de uma realimentação da pressão de saída (LINSINGEN, 2008).

Sob esta ótica, observa-se o funcionamento de uma válvula de controle de vazão de três vias, vista na Figura 3.12. Esta válvula tem como característica possuir o compensador de pressão representado pelo orifício “ A_r ” montado em paralelo com a válvula redutora de vazão (A_0). Esta válvula desvia o excedente de vazão fornecido pela linha de suprimento para a linha de retorno (q_R) de acordo com a relação da pressão de suprimento (p_s) e da pressão de carga (p_c), sendo esta a terceira via (LINSINGEN, 2008).

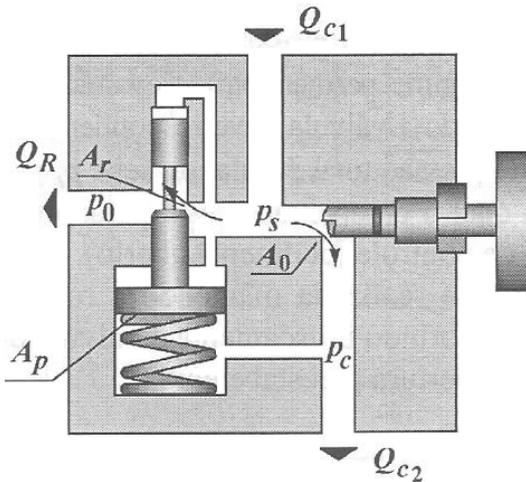


Figura 3.12: Válvula de controle de vazão de três vias.
(LINSINGEN, 2008)

Com base nesta configuração de válvula, desenvolve-se o princípio de solução apresentado na Figura 3.13. Neste, a válvula de controle (2V1) atua diretamente no controle do motor hidráulico e a outra válvula atua como uma balança de pressão (2V2). Esta balança de pressão tem sua abertura pilotada pela pressão da linha de suprimento, e o fechamento pilotado pela pressão da linha de carga e por uma mola, cuja pré-carga é correspondente a diferença de pressão entre a linha de suprimento e linha de carga.

Desta forma, quando a furadeira está com a válvula de controle do motor fechada, a válvula compensadora de pressão permanece aberta, havendo assim uma ligação entre a via de suprimento e a via de retorno

da furadeira hidráulica. Quando a válvula de controle estiver aberta, a válvula compensadora de pressão tende a fechar de modo a manter uma diferença de pressão constante na válvula de controle, possibilitando um controle melhor sobre a vazão para o motor.

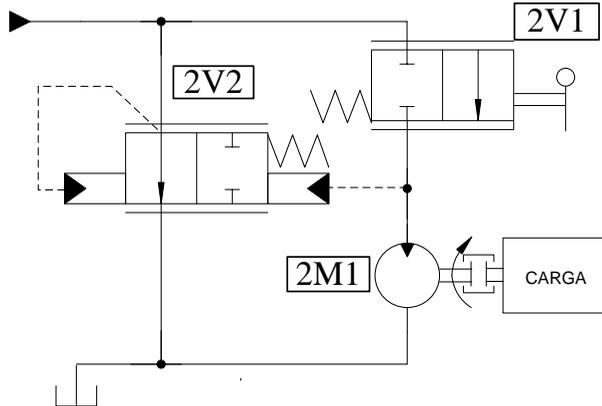


Figura 3.13: Sistema hidráulico simplificado para a segunda concepção.

As vantagens encontradas no uso deste tipo de solução são:

- Pode ser utilizada para uma ampla faixa de vazão;
- Consegue manter uma rotação constante independente da vazão da bomba, exceto quando a vazão for acima da capacidade da válvula compensadora de pressão, o que está relacionado com a diferença de pressão que esta causa;

Como desvantagens, podem-se citar as seguintes:

- Projeto com maior quantidade de peças, partes móveis e canais internos, aumentando substancialmente o custo de fabricação;
- Pode haver uma perda de carga excessiva na balança de pressão, reduzindo sua eficiência;
- Pode ocorrer instabilidade no funcionamento quando ocorrem variações bruscas no torque do motor.

3.3.4.4 Concepção III

A terceira solução de acionamento baseia-se no próprio modelo original, porém desta vez sem o uso de uma válvula de retenção. Neste caso, a idéia básica é controlar a abertura da porta para o motor por in-

termédio do próprio carretel da válvula de controle e não mais pela válvula de retenção.

Para esta solução, ainda existem as desvantagens de não conseguir manter a rotação constante quando ocorrem variações na carga do motor hidráulico, porém a maior vantagem está na eliminação de uma grande fonte de dissipação energética do sistema, que é a válvula de retenção.

Apresenta-se na Figura 3.14 o diagrama hidráulico simplificado para esta solução, no qual se percebe que conforme a válvula de controle liga a linha de suprimento para a linha do motor regula a abertura do orifício para a linha de retorno, fazendo a sangria. Deslocando-se este carretel acarreta em um aumento da perda de carga no orifício de controle, o que ocasiona a elevação da pressão na linha de suprimento até o ponto em que se torna possível movimentar o motor hidráulico. Neste caso, quando a válvula de controle é totalmente acionada, a pressão de suprimento é decorrente da carga existente no motor hidráulico, além das perdas de carga que acercam todo o componente.

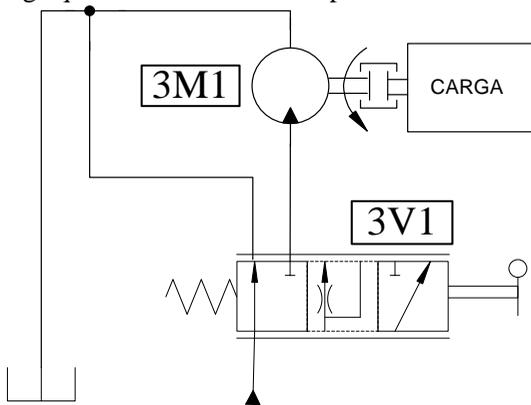


Figura 3.14: Circuito hidráulico simplificado para a solução III.

3.4 Definição das válvulas utilizadas no circuito

Com a apresentação destas concepções a serem estudadas, agora se deve selecionar como e que tipo de concepções de orifícios e centro de válvulas que irão realizar o trabalho de controle.

Para isto, estudam-se os principais elementos utilizados para regulação da abertura dos orifícios assim como os tipos de concepções da posição neutra da válvula (posição inicial). Apresenta-se na Tabela 3.1 uma matriz dos elementos básicos e na Tabela 3.2 as concepções de posição neutra, apresentados por Linsingen (2008).

Tabela 3.1: Elementos básicos para a concepção da válvula.

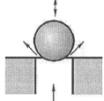
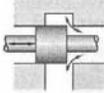
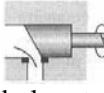
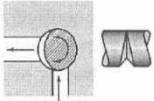
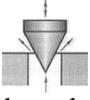
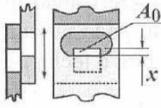
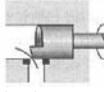
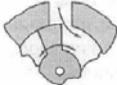
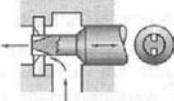
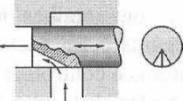
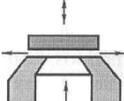
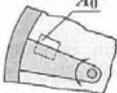
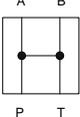
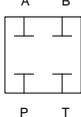
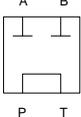
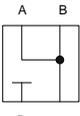
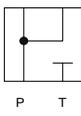
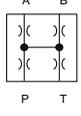
Elementos de assento	Elementos deslizantes		
 <p data-bbox="213 416 333 475">Obturador esférico</p>	 <p data-bbox="421 411 536 469">Carretel deslizante</p>	 <p data-bbox="600 416 785 480">ÊMblo rotativo oblquo</p>	 <p data-bbox="815 488 988 580">ÊMblo com entalhe circunferencial</p>
 <p data-bbox="213 600 333 651">Obturador cônico</p>	 <p data-bbox="387 619 572 644">Placa deslizante</p>	 <p data-bbox="600 600 785 663">ÊMblo rotativo helicoidal</p>	
 <p data-bbox="197 759 348 810">Obturador de disco</p>	 <p data-bbox="387 783 572 809">Carretel rotativo</p>	 <p data-bbox="617 807 779 932">ÊMblo com entalhe logitudinal e diafragma</p>	 <p data-bbox="826 831 977 927">ÊMblo com entalhe logitudinal</p>
 <p data-bbox="197 938 353 963">Bocal-palheta</p>	 <p data-bbox="398 938 555 963">Placa rotativa</p>		

Tabela 3.2: Concepções de centro da válvula.

Concepções de posição neutra da válvula		
 <p data-bbox="232 1214 393 1240">Centro aberto</p>	 <p data-bbox="502 1214 678 1240">Centro fechado</p>	 <p data-bbox="785 1214 956 1240">Centro tandem</p>
 <p data-bbox="210 1398 415 1423">Pórtico P fechado</p>	 <p data-bbox="488 1382 695 1439">Pórtico T fechado regenerativo</p>	 <p data-bbox="762 1374 981 1431">Centro aberto com restrição</p>

3.4.1 Válvula de controle da concepção I

Para a concepção I percebe-se que a válvula está localizada entre as vias de suprimento e de retorno e sabe-se que o seu orifício de controle deve estar aberto quando a válvula está em sua posição inicial. Como a furadeira é acionada manualmente e com movimento linear, a abertura do orifício deve ser lenta e gradual de forma que o operador possa ter sensibilidade de ajuste de velocidade.

Assim, o uso de elementos de controle que apresentam um grande ganho de área e de elementos rotativos não são recomendados. Elementos como carretéis deslizantes com entalhos ou êmbolo deslizante com entalhos podem ser utilizados, porém o custo de fabricação dos mesmos é superior se comparado com a de um obturador cônico.

Segundo Linsingen (2008), elementos de controle tipo obturador cônico com um ângulo de cone abaixo de 20° possuem um ganho de área pequeno, sendo interessante para ajustes precisos de vazão para uso em pressão constante. Apesar da impossibilidade de se trabalhar sob uma pressão constante, esta alternativa é a de maior viabilidade de fabricação e de uso.

3.4.2 Válvula de controle da concepção II

Para este controle torna-se necessário o uso de duas válvulas, sendo que uma realiza o controle da vazão e outra regule a pressão. Para a primeira, como está em série com o motor hidráulico, é necessário que seu ponto neutro seja fechado e o ganho de área do orifício seja pequeno. Baseado na escolha da válvula da concepção I utiliza-se uma válvula de assento cônico, pois além da vantagem de um ganho de área pequeno, possui uma boa vedação.

Para a balança de pressão, como o ganho de área do orifício também deve ser pequeno assim como o orifício de controle, opta-se pelo uso de um elemento deslizante tipo carretel com entalhes. Este elemento atua geralmente conectando a via de suprimento com a via de retorno. Quando o motor hidráulico entra em funcionamento, a balança de pressão passa atuar na região de sobreposição e o orifício de controle é relativo à geometria e dimensão dos entalhes no carretel. Para auxiliar no posicionamento desta válvula também atua uma mola, cuja força de pré-carga é proporcional a perda de carga existente na válvula de controle de vazão.

3.4.3 Válvula de controle da concepção III

Para esta solução de concepção utiliza-se da mesma idéia apresentada na solução I, exceto pela válvula de retenção, que no local desta utiliza-se um elemento de controle que possua um grande ganho de área, montado na mesma haste da válvula de assento com obturador cônico. Para esta função escolhe-se o elemento deslizante tipo carretel, já que este possui um ganho de área elevado se comparado com o outro elemento de controle (obturador cônico).

Assim, na posição neutra (inicial) a ligação entre a via de suprimento e a via de motor permanece fechada pelo obturador tipo carretel deslizante, enquanto a ligação entre a via de suprimento e a via de retorno, estabelecida pelo obturador cônico, fica totalmente aberta. Quando ocorre o posicionamento do carretel (pistão que engloba o obturador cônico e o elemento deslizante tipo carretel) o orifício entre as vias de suprimento e motor abre, enquanto se regula o orifício de controle.

3.4.4 Válvula de segurança

Para realizar a limitação do torque máximo, sugere-se o uso de uma válvula de alívio conectada entre as vias de suprimento e retorno como forma de controlar a diferença de pressão entre as vias do motor e, conseqüentemente, o torque máximo da furadeira. Com o uso de um ajuste via parafuso, pode-se regular a força de pré-carga da mola, ou seja, a pressão de abertura desta válvula.

Para essa função, a válvula não deve possuir vazamentos quando estiver fechada. Linsingen (2008) caracteriza dois tipos de obturadores que possam trabalhar nesta aplicação, que são o obturador esférico e o obturador cônico. Assim, o autor relata o emprego de válvulas de assento com obturador esférico principalmente como válvulas de retenção, mas também se utilizam elas como válvulas limitadoras de pressão usadas como válvulas de segurança. As válvulas de assento com obturador cônico com um elevado ângulo do cone também possuem as mesmas aplicações da válvula com obturador esférico, já que ambas tem um comportamento similar.

3.5 Considerações finais

Do modelo original fornecido pela empresa, podem-se retirar informações básicas relativas ao funcionamento do equipamento a partir do uso de uma ferramenta baseada nas estruturas funcionais. Com o uso

desta ferramenta pode-se caracterizar as funções principais do equipamento, e a partir de critérios e conhecimentos verifica-se as funções deficientes que podem ser melhor trabalhadas.

Desta forma, trabalha-se nestas funções em busca de uma melhor concepção para o produto. Posteriormente, escolhida a concepção utilizada, podem-se selecionar os elementos básicos de uma válvula.

Como resultado, neste capítulo apresenta-se três concepções que serão estudadas e analisadas no próximo capítulo em busca da melhor alternativa, sendo que posteriormente se realizará um dimensionamento da solução escolhida. A Figura 3.15 apresenta os principais passos seguidos nesta fase de projeto.

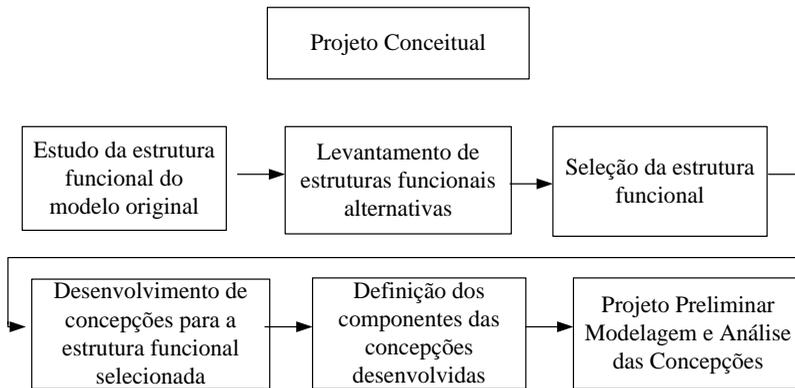


Figura 3.15: Principais passos seguidos na fase de Projeto Conceitual.

CAPÍTULO 4

PROJETO PRELIMINAR – MODELAGEM E ANÁLISE DAS CONCEPÇÕES

Neste capítulo são apresentados os ensaios realizados em uma bancada de testes do modelo original da furadeira, fornecido pela MEDAL. Com a utilização dos resultados experimentais do modelo original, são desenvolvidos modelos teóricos no *software* AMESim tanto para o modelo da furadeira original como para as soluções geradas no capítulo anterior, de forma a buscar o melhor princípio de solução do circuito hidráulico, do sistema de controle e da válvula empregada.

4.1 Experimento

4.1.1 Bancada de testes e condições de ensaio

Para avaliação do funcionamento do modelo original e obtenção dos dados necessários para uma análise numérica, torna-se necessária a realização de ensaios em regime permanente em uma bancada de testes, no qual são extraídos dados experimentais que torque, velocidade, vazão e pressão que, segundo BLACKBURN *et al.* (1960), são as variáveis de maior importância na operação de máquinas de deslocamento positivo, caso da furadeira hidráulica.

Assim sendo, para a realização destes ensaios constrói-se uma bancada de ensaios de forma a simular a unidade hidráulica de um trator, a qual está apresentada detalhadamente no Apêndice B. Esta bancada utiliza um sistema *load sensing* e o bloco empregado possui a capacidade de regular a vazão desejada, assim pode-se realizar ensaios para diferentes faixas de vazão.

Devido às características de funcionamento da furadeira hidráulica, o funcionamento deste sistema *load sensing* é similar a um sistema convencional tipo centro aberto, uma vez que a furadeira hidráulica consome toda a vazão fornecida pela bomba, seja através do motor hidráulico ou por *by-pass*.

De forma sucinta, na Figura 4.1 apresenta-se o diagrama hidráulico da bancada de testes da furadeira, na Figura 4.2 apresenta-se a bancada de testes, em que na Tabela 4.1 mostra seus principais componentes.

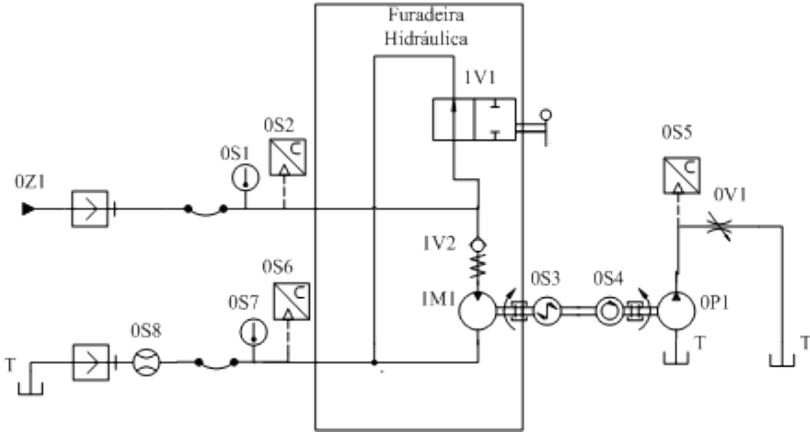


Figura 4.1: Diagrama hidráulico da bancada de testes e do modelo original da furadeira.

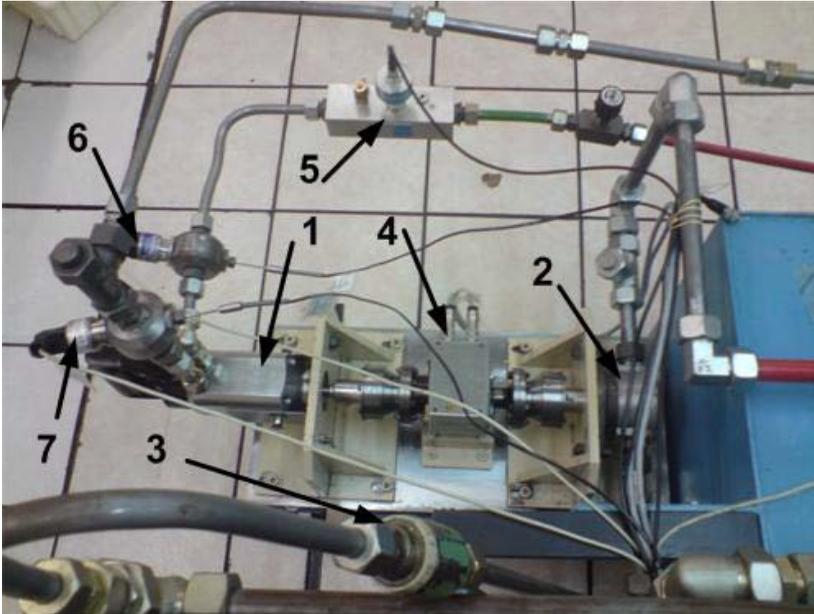


Figura 4.2: Bancada de testes.

Tabela 4.1: Principais componentes da bancada de testes do modelo original.

Índice	Símbolo	Componente
1		Modelo original da Furadeira Hidráulica.
2	0P1	Bomba de engrenagens para geração de carga no eixo do motor.
3	0V1	Válvula de orifício
4	0S3/0S4	Transdutor de torque e rotação HBM T32FNA
5	0S8	Transdutor de vazão WEBTEC CT 150
6	0S2	Transdutor de pressão HBM P15A1-200bar
7	0S6	Transdutor de pressão HBM P15A1-200bar

As condições gerais de ensaio são as seguintes:

- Fluido Hidráulico: Mobil DTE 25 (ISO VG 46);
- Temperatura de trabalho: 40 ± 5 °C;
- Viscosidade cinemática do Fluido em 40 °C: 46 cSt;
- Viscosidade cinemática do Fluido em 100 °C: 5,2 cSt;
- Massa específica: 879 kg/m³.

Esta bancada de ensaios funciona da seguinte forma: A furadeira hidráulica é conectada a uma fonte de energia hidráulica (0Z1) e a uma bomba de engrenagens (0P1) com a função de transformar a energia mecânica gerada pelo motor da furadeira (1M1) em energia hidráulica, em que a válvula de orifício (0V1) simula uma carga no sistema. Para o controle da furadeira, utiliza-se a válvula de controle existente na mesma (1V1).

Realiza-se a aquisição dos dados na linha de suprimento com um transdutor de pressão (0S2) que faz a aquisição da pressão de suprimento (p_s), na linha de retorno utiliza-se um transdutor de pressão (0S6) para a aquisição da pressão na linha de retorno (p_T), e de um transdutor de vazão (0S8) para a medição da vazão que passa pela furadeira hidráulica. Para aquisição da rotação e torque existente no eixo do motor hidráulico da furadeira, utiliza um transdutor de torque e rotação (0S3 e 0S4). Na linha de carga, utiliza-se um transdutor de pressão para monitoração da pressão (0S5). Os termopares instalados nas linhas de suprimento e retorno (0S1 e 0S2) não são utilizados neste primeiro experimento. As incertezas de medições estão apresentadas no Apêndice B.

Como este modelo deve ser avaliado para diferentes condições de vazão e de trabalho, realizam-se os experimentos em 5 condições de vazão da unidade hidráulica, quais sejam: 10, 20, 30, 40 e 50 L/min. O

valor de vazão máximo corresponde ao obtido na análise sobre o mercado de tratores apresentada no Item 2.3

Os valores de torque utilizados no ensaio são de 2,5 à 5,5 Nm, com incrementos de 1 Nm. Devido à perda de carga da válvula 0V1 assim como atrito mecânico da bomba de engrenagens utilizada como carga no sistema, não é possível realizar ensaios com valores de torque abaixo de 2 Nm para a maioria das vazões a serem aplicadas.

Para um torque de 2,5 Nm, pode ser feito ensaios em três faixas de vazão: 10, 20 e 30 L/min. Para faixas maiores que isto, o torque desenvolvido pela bomba hidráulica utilizada como carga no experimento ultrapassa o valor determinado. O mesmo é válido para o torque de 3,5 Nm, em que para a vazão de 50 L/min não se pode realizar o experimento. Deve-se salientar que estes ensaios não são normalizados.

Utilizando estas condições, a furadeira hidráulica é ensaiada em duas situações de uso:

- 1) Com a válvula em sua posição inicial, em que o orifício encontra-se totalmente aberto (posição neutra da válvula 1V1), no qual a vazão ocorre diretamente para a linha de retorno;
- 2) Com a válvula acionada, em que o orifício encontra-se fechado, e a vazão passa pelo motor hidráulico, acionando-o.

Estas condições correspondem as situações em que o equipamento está conectado na unidade hidráulica, e esta está ativa, porém a furadeira não está sendo utilizada (situação (1)) e quando a furadeira está sendo utilizada em sua condição máxima frequência de rotação (situação (2)).

Na situação (2) considera-se que toda a vazão que entra na furadeira passa pelo motor hidráulico, desprezando os vazamentos internos que possam ocorrer na folga do obturador com o assento da válvula 1V1.

Desta forma, apresentam-se na Figura 4.3 os resultados das pressões nas linhas de suprimento e retorno e a diferença de pressão na furadeira hidráulica pela vazão para a situação (1). Neste ensaio pode-se notar que ocorre uma perda de pressão considerável entre as portas de suprimento e retorno da furadeira hidráulica, sendo estas perdas causadas tanto pela perda de carga nos canais como pela válvula existente em seu interior. A pressão elevada que ocorre na linha de retorno é decorrente do bloco hidráulico e dos demais componentes existentes na bancada hidráulica utilizada.

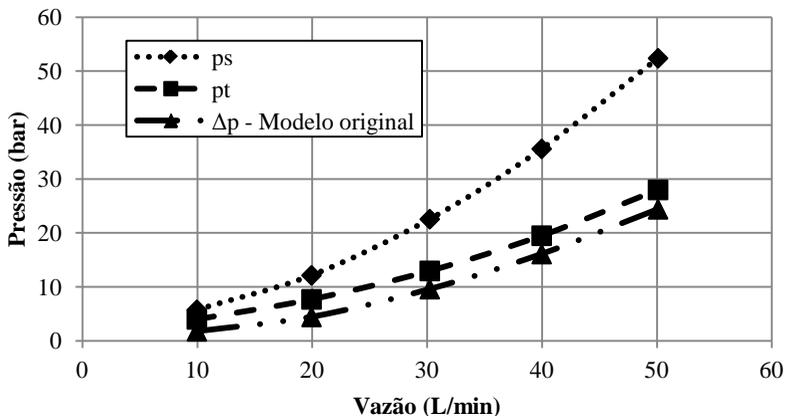


Figura 4.3: Curvas experimentais de pressão pela vazão na furadeira hidráulica na situação (1).

Apresenta-se na Figura 4.4 a potência dissipada para a mesma situação de funcionamento. A potência dissipada para este caso equivale a potência total consumida pela furadeira, obtida a partir do produto da diferença de pressão que ocorre na furadeira pela vazão volumétrica, ou seja:

$$P = \Delta p \cdot q_v \quad (4.1)$$

em que:

P = Potência [kW];

Δp = Diferença de pressão [Pa];

q_v = Vazão volumétrica [m³/s].

A redução da diferença de pressão entre as portas de suprimento e retorno é o principal objeto de estudo, pois a potência dissipada é proporcional a essa. Além de ser um gasto desnecessário de energia, causa o aquecimento da furadeira hidráulica e do fluido hidráulico, que pode acarretar na deterioração tanto do fluido como das vedações.

Para a situação (2), realizam-se os ensaios com o objetivo de obter as características de funcionamento sob diversas condições de torque no eixo e vazão, além de conseguir informações que auxiliem a estimar o rendimento volumétrico do motor hidráulico.

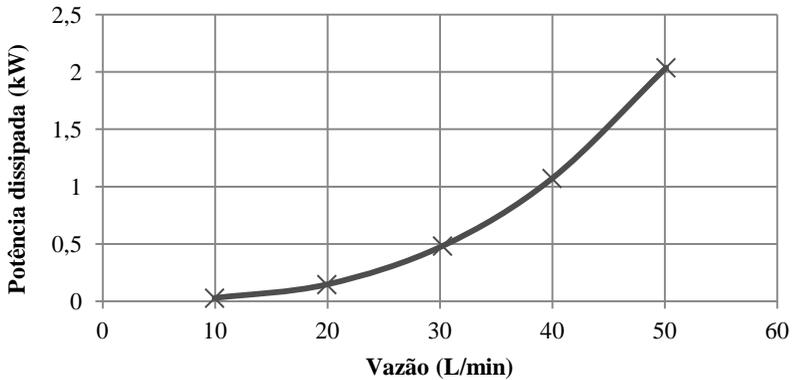


Figura 4.4: Potência dissipada na furadeira hidráulica para a situação (1).

Na Figura 4.5 apresentam-se os resultados obtidos de rotação pela vazão de saída da furadeira para os quatro casos de torque ensaiados. Nela pode-se notar que a frequência de rotação é praticamente independente do torque aplicado. Desta forma, o rendimento volumétrico do motor hidráulico utilizado na furadeira hidráulica pode ser considerado independente do torque aplicado no eixo, sendo isto discutido na Seção 4.2.5

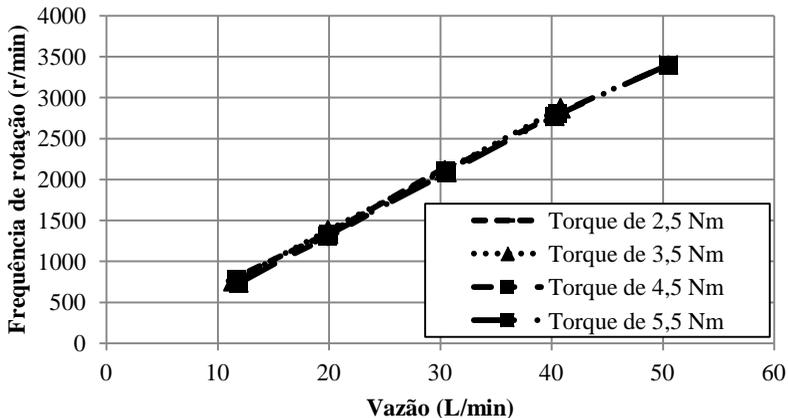


Figura 4.5: Rotação da furadeira hidráulica obtida experimentalmente em 4 níveis de torque atuando no motor.

Outro importante dado a ser retirado dos ensaios é o rendimento global. Este pode ser obtido a partir dos valores da potência total, obtida através da Equação (4.1), e dos valores de potência mecânica, apresentada na Equação (4.2), conforme indicado na Equação (4.3).

$$P_m = T \cdot \omega \quad (4.2)$$

$$\eta_g = \frac{P_m}{P_t} \cdot 100 \quad (4.3)$$

Em que:

P_m = Potência mecânica [kW];

P_t = Potência total [kW];

T = Torque [Nm];

ω = Rotação [rad/s];

η_g = Rendimento global [%].

Apresentam-se na Figura 4.6 os resultados do cálculo do rendimento global da furadeira hidráulica para diversas condições de torque e vazão. Neste gráfico, observa-se que o rendimento global diminui com o aumento da vazão para um mesmo torque no eixo. De fato isto ocorre devido aos vazamentos internos no motor e as perdas internas tanto na tubulação como nas válvulas da furadeira hidráulica, em que ocorre uma perda de carga proporcional a vazão que escoar pela mesma.

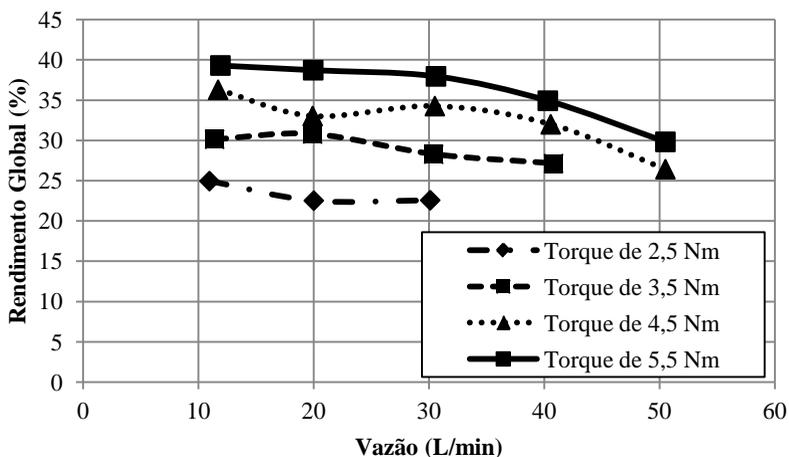


Figura 4.6: Rendimento global experimental do modelo original para diversos torques no eixo e vazões.

4.2 Modelagem matemática

Para a modelagem matemática, conforme KARNOPP (1990, apud SILVA, *et al.*, 2002), podem-se mencionar dois caminhos tradicionais, sendo estes o Fluxo de Sinal, e o método conhecido como Multiportas, que envolve fluxo de potência e é derivado da técnica Bond Graph. Segundo (SILVA, *et al.*, 2002), sobre o método Fluxo de Sinal, este tem uma vasta aplicação em sistemas de controle, mas apresenta restrições nos demais campos da engenharia, sendo considerado um caso particular do método Multiportas.

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

Desta forma, opta-se pelo uso *software* AMESim, em que este é baseado no método multiportas, e possui uma vasta biblioteca de componentes hidráulicos, sendo também possível a construção de componentes hidráulicos a partir de elementos básicos, através da ferramenta “*Hydraulic Component Design*” (IMAGINE®, 2004).

Assim sendo, com o uso das bibliotecas existentes neste *software*, desenvolve-se um modelo matemático idealizado que representa o circuito hidráulico da furadeira. Os resultados obtidos neste modelo idealizado são comparados com os resultados experimentais, com o objetivo de desenvolver um modelo real, que possua as mesmas características das observadas no experimento, como a perda de carga nos canais e o rendimento mecânico e volumétrico do motor.

A partir deste modelo real, criam-se outros modelos que representam as soluções apresentadas no capítulo anterior, uma vez que se utiliza da hipótese que a perda de carga existente nos canais, assim como o rendimento volumétrico e mecânico do motor são as mesmas para o modelo real como para os modelos a serem desenvolvidos.

Posteriormente, realiza-se a comparação dos modelos de soluções desenvolvidos e com o uso de critérios obtidos a partir das especificações de projeto, seleciona-se a solução adotada.

A descrição destes modelos e parâmetros utilizados encontra-se apresentados no Apêndice C.

4.2.1 Modelo Idealizado – AMESim

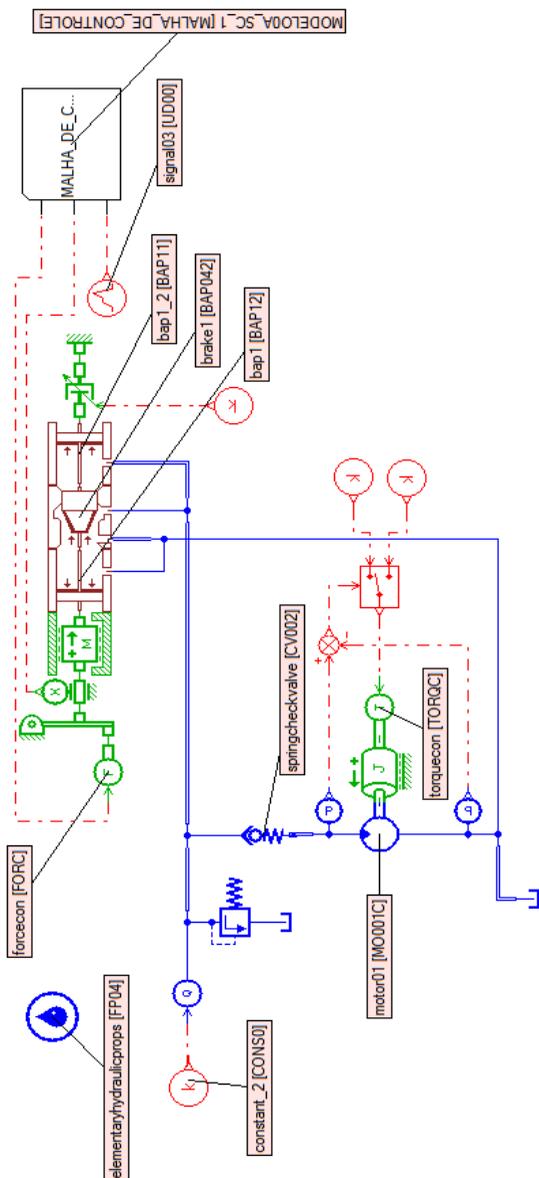


Figura 4.7: Modelo idealizado da furadeira hidráulica em AMESim.

A partir do circuito hidráulico do modelo original da furadeira hidráulica, desenvolve-se um modelo matemático que simula estes componentes de forma idealizada. Este modelo se utiliza das características geométricas do protótipo fornecido pela MEDAL, como tamanho do carretel, curso do carretel, ângulo de cone e deslocamento volumétrico do motor hidráulico, e não se considera as perdas ocasionadas pelos canais internos ou a eficiência do motor hidráulico.

Desta forma, apresenta-se na Figura 4.7 o esboço do modelo idealizado utilizado na simulação no *software* AMESim, no qual representa o circuito da furadeira em um sistema ideal, que desconsidera as perdas relacionadas ao rendimento do motor hidráulico, do bloco de controle e das ligações internas.

Desenvolvido o modelo idealizado, faz-se a simulação com as mesmas condições de ensaio apresentadas na Seção 4.1.1 Posteriormente os resultados obtidos nesta simulação são comparados com os obtidos no ensaio do protótipo fornecido, no qual se analisa diferença de pressões e de rotação entre o modelo teórico idealizado e o experimento realizado.

4.2.2 Caracterização da queda de pressão na linha de retorno

A perda de carga existente na linha de retorno trata-se da diferença de pressão entre a tomada de pressão no retorno (p_r) e o reservatório, este a pressão atmosférica. Neste caminho, existem diversos componentes presentes que causam um aumento na pressão da linha de retorno como a própria válvula direcional do bloco de controle, ligações internas do bloco, tubulações, joelhos e filtros.

De forma a simplificar a determinação da queda de pressão total existente na linha de retorno, utiliza-se a diferença dos valores experimentais médios da pressão de retorno obtidos nos ensaios realizados no protótipo com o valor obtido por simulação com o modelo idealizado, em que a pressão de retorno é de 0 bar. Assim sendo, consegue-se traçar a curva apresentada no gráfico da Figura 4.8, que apresenta a diferença de pressão encontrada na comparação entre o ensaio teórico e o experimental.

Posteriormente, modela-se esta diferença de pressão no modelo simulado de forma que este represente o comportamento real. Deste modo, utiliza-se na simulação em AMESim um orifício regulável como fonte de perda de carga. A perda de carga deste orifício segue a equação da linha de tendência obtida na Figura 4.8.

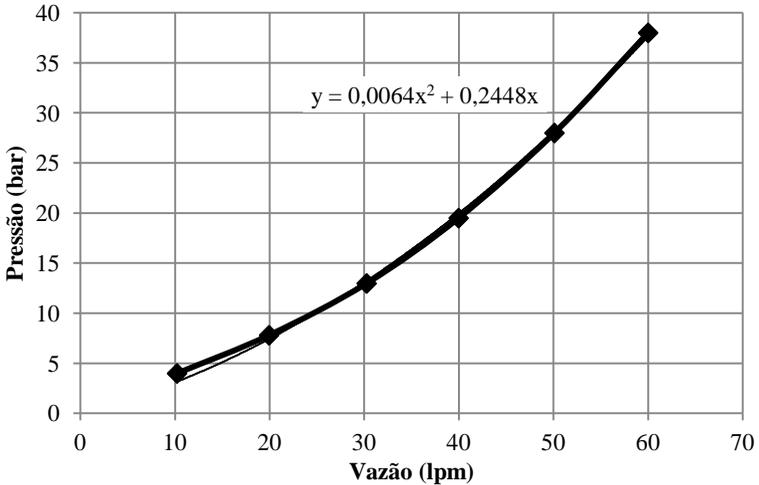


Figura 4.8: Diferença dos resultados experimentais e do modelo idealizado na perda de carga existente na linha de retorno.

Assim, a partir desta equação da curva de tendência apresentada no gráfico e da equação da vazão apresentada no capítulo anterior (Equação (3.1)), pode-se estimar a área do orifício que resulte no valor da diferença de pressão obtida para cada vazão. Desta forma, obtém-se a Equação (4.4) que descreve a abertura do orifício para um coeficiente de descarga (C_d) constante de 0,7⁶, a qual é inserida no modelo real em AMESim:

$$A_{ot} = \frac{0,873 \cdot q_{vT}^3 - 114,91 \cdot q_{vT}^2 + 6192,7 \cdot q_{vT} + 28632}{10000} \quad (4.4)$$

Em que:

A_{ot} = Área do orifício da linha de retorno [mm²];

q_{vT} = Vazão volumétrica na linha de retorno [L/min].

Observa-se que em aplicações reais, possivelmente a furadeira trabalhará com sobre-pressão na linha de retorno. Dependendo da geometria utilizada no carretel da válvula da furadeira pode causar um desbalanceamento das forças no carretel, dificultando o acionamento e posicionamento do mesmo. Esta questão será discutida no Capítulo 5.

⁶ Considerado na literatura um valor médio de coeficiente de descarga em orifícios.

4.2.3 Caracterização da queda de pressão na linha da válvula de controle

Com a simulação do modelo idealizado da furadeira hidráulica, os resultados ajustados da diferença de pressão no trecho entre as tomadas de pressão de suprimento e retorno (p_S e p_T) também podem ser comparados com os resultados experimentais, na condição em que a vazão total passa somente pela válvula de controle. A diferença entre os valores teóricos e experimentais da diferença de pressão também podem ser considerados como uma perda de carga em orifício.

Desta forma, calcula-se esta diferença de pressão entre os resultados teóricos e experimentais, obtendo-se a curva apresentada na Figura 4.9, onde neste mesmo gráfico apresenta-se a curva de tendência e sua equação da queda de pressão pela vazão.

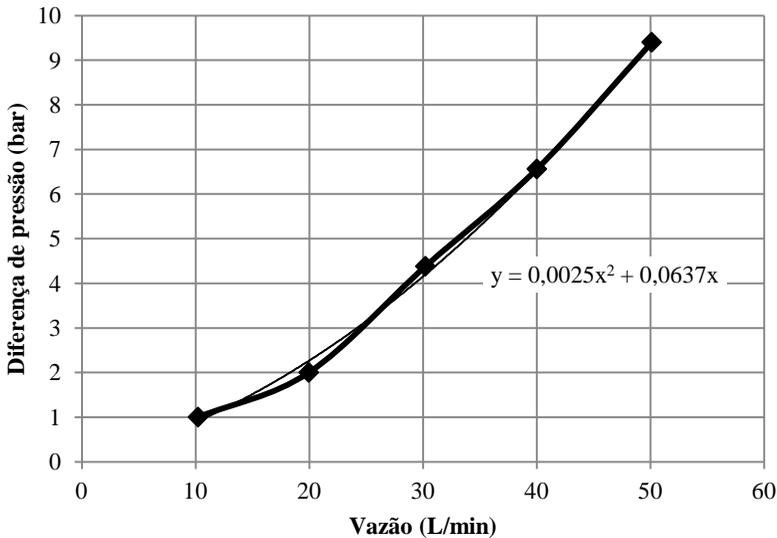


Figura 4.9: Diferença de pressão entre o modelo experimental e o modelo idealizado quando a vazão escoar somente pela válvula de controle.

Assim, também a partir do uso de um orifício regulável, aplica-se uma função mostrada na Equação (4.5) que representa a área do orifício utilizada na correção a ser implantada no modelo adaptado:

$$A_{os} = \frac{4,2508 \cdot q_{vs}^3 - 447,2 \cdot q_{vs}^2 + 16108 \cdot q_{vs} + 40190}{10000} \quad (4.5)$$

em que:

A_{os} = Área do orifício da linha de suprimento [mm²];

q_{vs} = Vazão volumétrica na linha de suprimento [L/min].

4.2.4 Caracterização da perda de carga na linha do motor hidráulico

Caracteriza-se a queda de pressão na linha do motor hidráulico como a diferença existente nas pressões de suprimento e de retorno entre os resultados obtidos experimentalmente com os obtidos pelo modelo teórico idealizado, quando a válvula está posicionada de modo que toda a vazão é dirigida para o motor hidráulico. No modelo original basicamente boa parte da perda de carga existente é oriunda da válvula de retenção. Experimentalmente obtém-se a pressão para a abertura desta válvula de retenção em 25,83 bar, sendo este valor também utilizado no modelo teórico.

Esta diferença de pressão existente também pode ser simulada como um orifício regulável. No modelo idealizado, as cargas envolvidas são oriundas do torque que ocorre no eixo do motor com a perda de carga que ocorre na válvula de retenção, diferentemente do modelo real, o qual inclui também o rendimento mecânico do motor hidráulico. Na Figura 4.10 apresenta-se esta diferença entre o modelo idealizado e o experimento.

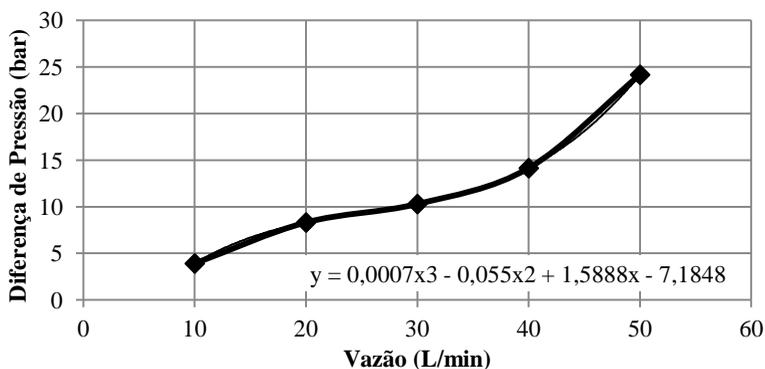


Figura 4.10: Diferença de pressão entre o modelo idealizado e o sistema real para a linha do motor.

A partir destes valores de perda de carga utiliza-se um modelo de orifício regulável cuja sua área segue a Equação (4.6):

$$A_{om} = \frac{0,0685 \cdot q_{vm}^4 - 11,213 \cdot q_{vm}^3 + 543,49 \cdot q_{vm}^2 - 6508,1 \cdot q_{vm} + 100991}{10000} \quad (4.6)$$

em que:

A_{om} = Área do orifício da linha do motor [mm²];

q_{vm} = Vazão volumétrica que escoou pela linha do motor [L/min].

Torna-se interessante notar que na diferença de pressão entre o modelo idealizado e o experimento também inclui indiretamente o rendimento mecânico do motor hidráulico. Assim pode-se considerar que o rendimento mecânico utilizado no bloco do motor hidráulico é de 100%, uma vez que sua parcela dissipada está inclusa no orifício regulável.

4.2.5 Rendimento Volumétrico

Conforme Linsingen (2008), as perdas volumétricas ocorrem através das folgas existentes entre as partes móveis, em decorrência da existência de diferenciais de pressão e também da rotação. Podem ocorrer perdas de vazão devido a cavitação e/ou aeração do fluido, porém estes dois casos devem ser evitados ao extremo em decorrência aos danos causados nos componentes hidráulicos, de forma que se desconsidera a sua ocorrência em condições normais de operação.

Assim sendo, no caso de motores a vazão absorvida (q_{ab}) é maior que a vazão geométrica (q_{tm}), ou seja, a vazão efetivamente utilizada é maior que a vazão teórica, de forma a compensar os vazamentos existentes no motor, ou seja:

$$q_{ab} = q_{tm} + q_f \quad (4.7)$$

em que:

q_f = Vazão de fugas [m³/s];

q_{ab} = Vazão absorvida [m³/s];

q_{tm} = Vazão geométrica [m³/s].

Assim, define-se o rendimento volumétrico do motor através da relação entre vazão geométrica e vazão efetiva, isto é:

$$\eta_{vm} = \frac{q_{tm}}{q_{ab}} = 1 - \frac{q_f}{q_{ab}} \quad (4.8)$$

A vazão de fugas ocorre pelas diversas folgas existentes entre as partes móveis do motor hidráulico, as quais possuem uma característica geométrica similar a superfícies planas paralelas. Como geralmente estas geometrias possuem uma folga muito menor que a largura e o comprimento deste canal pode-se considerar que o escoamento por ela seja laminar, de forma a obedecer as equações de placas planas paralelas com e sem movimento de parede. Desta forma, pode-se admitir que a vazão que passa por esta folga é diretamente proporcional a diferença de pressão e velocidade e inversamente proporcional a viscosidade. Por extensão, como o tipo de fluido e sua temperatura são controlados, pode-se considerar a viscosidade assim como a própria frequência de rotação como parâmetros constantes, de forma que o rendimento volumétrico é aproximadamente proporcional ao diferencial de pressão que ocorre no motor (LINSINGEN, 2008).

Desta forma, a partir de ensaios realizados no modelo original sem carga no eixo obtém-se os dados de vazão, frequência de rotação e do deslocamento volumétrico do motor, em que assim pode-se estimar o rendimento volumétrico. A estimativa do rendimento volumétrico realiza-se de forma a obter um valor médio de rendimento para todas as condições de uso, sendo esta relação obtida através de uma equação linear da tendência dos pontos da vazão efetiva (q_m) e da vazão geométrica (q_{m0}), esta obtida através da rotação obtida experimentalmente com o deslocamento volumétrico (D_{ic}) no valor de $13,538 \text{ cm}^3/\text{rot}$, calculado a Seção 3.3.2 . Conforme a Figura 4.11, o valor médio o rendimento volumétrico é de 93%.

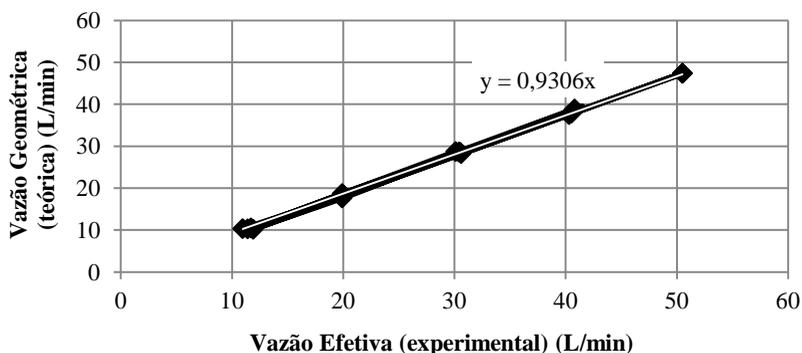


Figura 4.11: Vazão geométrica (teórica) versus Vazão efetiva no motor hidráulico.

4.3 Modelo Adaptado – AMESim

Após o ajuste e implementação dos orifícios que simulam as perdas de carga na furadeira, realizam-se simulações com o objetivo de validar o modelo em AMESim, apresentado na Figura 4.12. As simulações são realizadas sob as mesmas condições do experimento em relação ao torque aplicado no motor, quando este está em movimento.

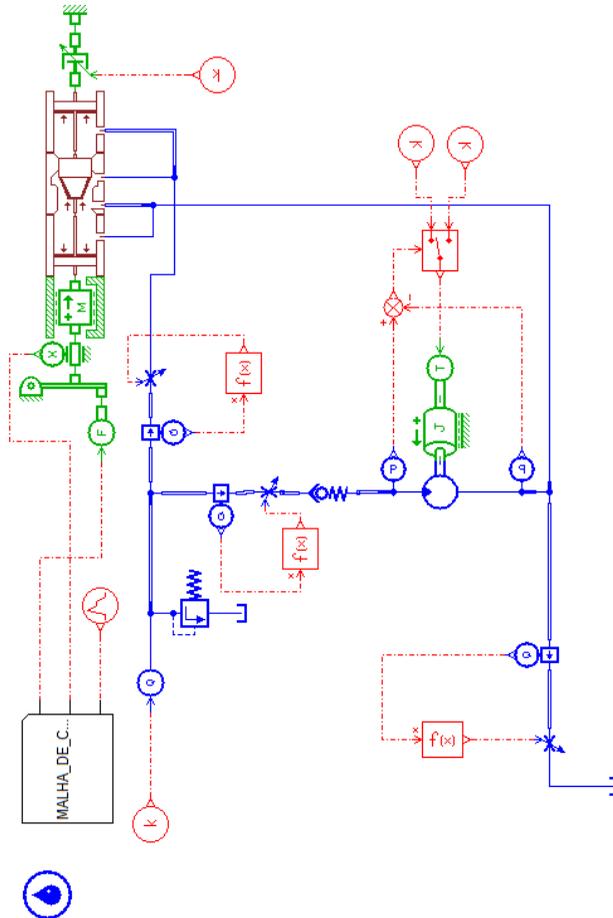


Figura 4.12: Modelo adaptado em AMESim da furadeira hidráulica original.

Na Figura 4.13 apresenta-se a comparação entre a simulação e o experimento (ambos discretos) quando a válvula está em sua posição inicial (totalmente aberta) e o motor parado. Nestas curvas pode-se notar que o comportamento teórico da pressão é similar ao do protótipo ensaiado e as diferenças apresentadas, principalmente nos extremos das curvas, estão dentro da faixa de incerteza⁷ dos transdutores utilizados nas portas p_S e p_T (± 2 bar). Isto é decorrente ao resultado do ajuste utilizado para A_o (Equações (4.4), (4.5) e (4.6)).

Também se apresenta na Figura 4.14 uma comparação da potência dissipada, calculada pela Equação (4.1), entre o modelo e o experimento. Estes resultados correspondem à situação em que a válvula está em sua posição inicial, onde se pode observar a grande similaridade entre as curvas, confirmando a validade do modelo em AMESim para esta condição.

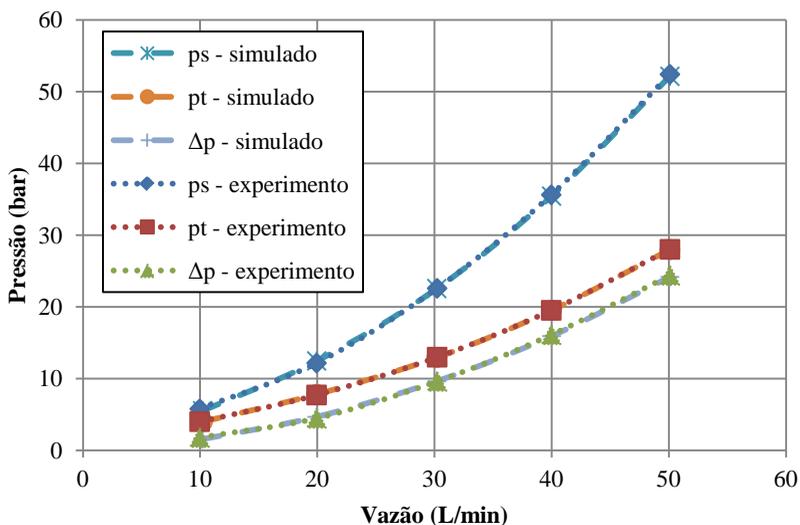


Figura 4.13: Comparativo das pressões do modelo experimental com o modelo adaptado quando a válvula está em sua posição inicial (motor parado).

⁷ A tabela de transdutores e incertezas encontra-se apresentada no Apêndice B.

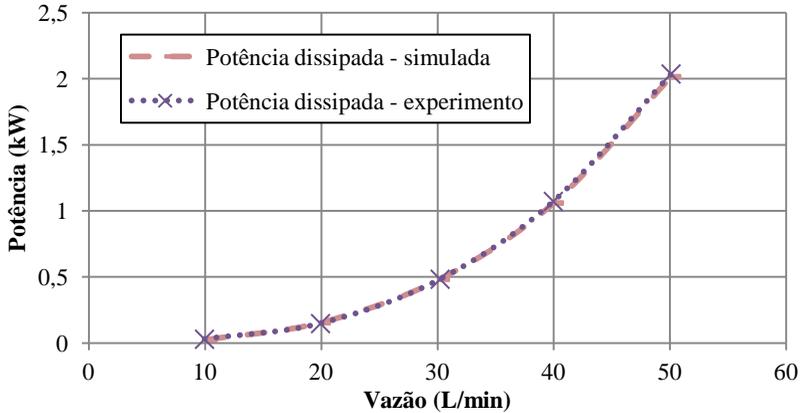


Figura 4.14: Comparativo da potência dissipada entre o modelo experimental e o modelo adaptado quando a válvula está em sua posição inicial (motor parado).

De mesmo modo faz-se a comparação do modelo adaptado com os ensaios realizados para a situação (2) descrita na Seção 4.1.1. Assim montam-se os gráficos da Figura 4.15, Figura 4.16, Figura 4.17 e Figura 4.18, em que se pode observar a similaridade entre os valores obtidos teoricamente com os obtidos experimentalmente.

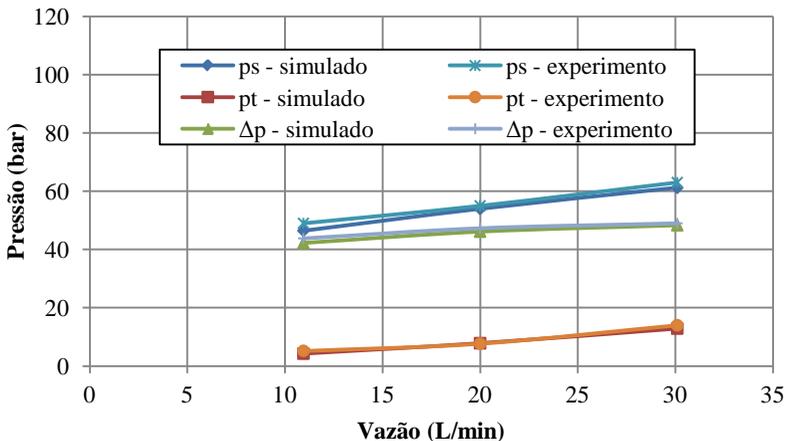


Figura 4.15: Comparação entre os resultados simulados e experimentais para a condição (2) com um torque de 2,5 Nm.

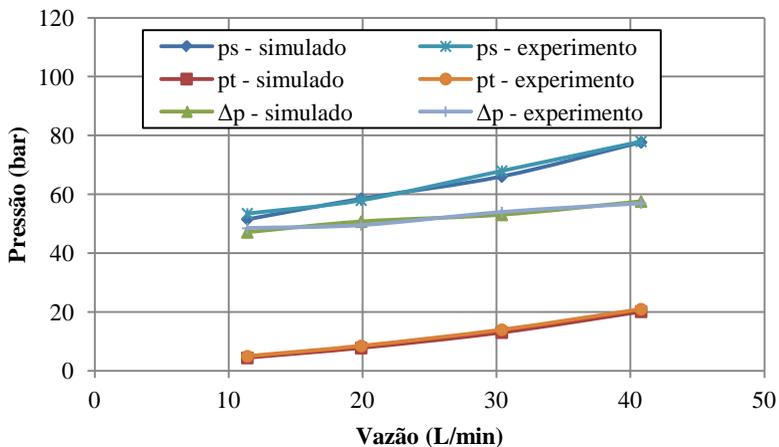


Figura 4.16: Comparação entre os resultados simulados e experimentais para a condição (2) com um torque de 3,5 Nm.

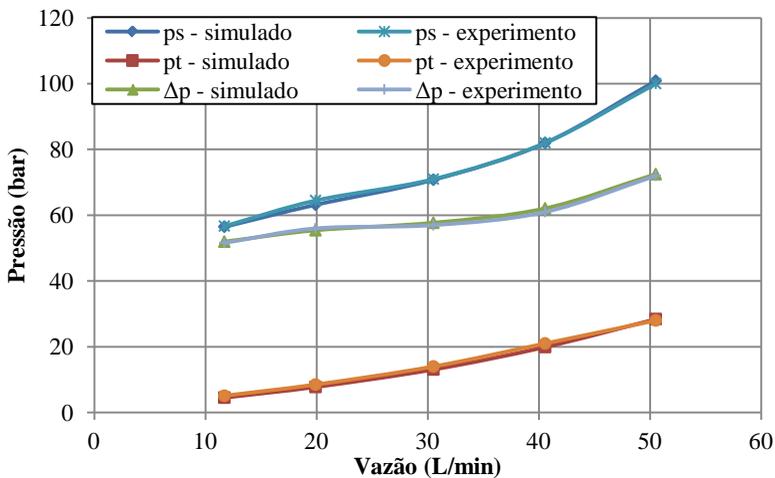


Figura 4.17: Comparação entre os resultados simulados e experimentais para a condição (2) com um torque de 4,5 Nm.

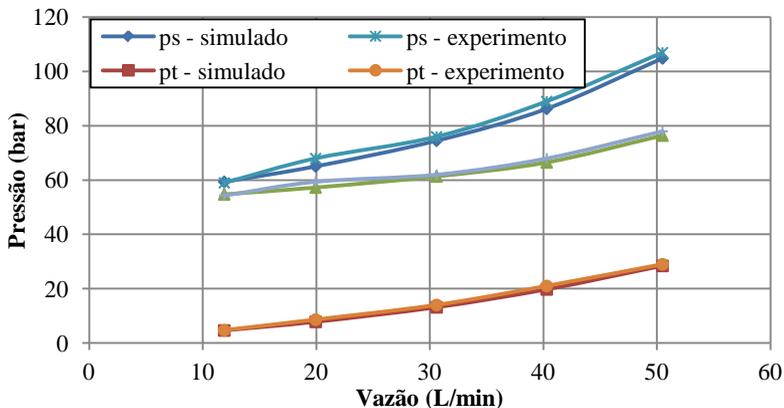


Figura 4.18: Comparação entre os resultados simulados e experimentais para a condição (2) com um torque de 5,5 Nm.

Realiza-se também uma comparação entre o rendimento global obtido nos ensaios com o protótipo original da furadeira hidráulica com os resultados obtidos no modelo adaptado em AMESim. Esta comparação pode ser observada na Figura 4.19 e nela nota-se também uma semelhança entre os resultados obtidos experimentalmente e teoricamente, principalmente para valores maiores de vazão, validando assim o modelo de orifícios utilizado.

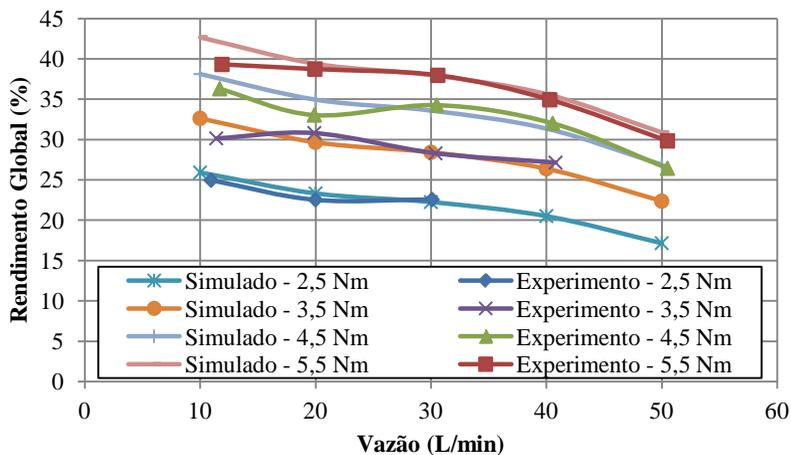


Figura 4.19: Comparação entre o rendimento simulado e experimental.

Deste modo, conclui-se que a previsão com AMESim é excelente quando o modelo é alimentado com valores reais (ajustados) de áreas de passagem, se tornando uma excelente ferramenta de análise e concepção de projeto, como mostrado a seguir.

4.4 Análise das concepções

Para a realização dos ensaios e comparação entre as soluções, tem-se como hipótese fundamental que as concepções apresentem características básicas similares com o modelo original desenvolvido. Estas características são as seguintes:

- Utilizam o mesmo motor hidráulico,
- Considera-se que as perdas de carga causadas pelos canais nas três concepções de solução são idênticas a perda de carga existente no modelo original.
- Dimensões gerais da válvula de controle para os três modelos também são iguais a do modelo original, exceto quando estas são o objeto de estudo das soluções.

Desta forma pode-se usar da hipótese dos orifícios reguláveis para estes modelos assim como o mesmo motor. Posteriormente comparam-se as concepções e define qual a melhor alternativa. Os dados relativos à geometria dos modelos utilizados estão apresentados no Apêndice C.

A seguir são descritos os modelos das concepções estudadas.

4.4.1 Concepção I

Para esta solução utiliza-se um modelo em AMESim similar ao utilizado para o modelo original apresentado na Figura 4.12. Porém para a concepção I se realiza modificações de forma a aumentar a área de passagem do orifício quando a furadeira está em sua posição inicial.

Este aumento de área realiza-se através da redução do comprimento do cone utilizado na válvula de assento, como pode ser visto na Figura 4.20. Nela observa-se uma redução do comprimento do cone de 9 mm para 8 mm e o aumento o curso do carretel de 8 mm para 10 mm do modelo original (a) para a Concepção I (b). Desta forma, a área do orifício passa de 21,04 mm² para 122,52 mm².

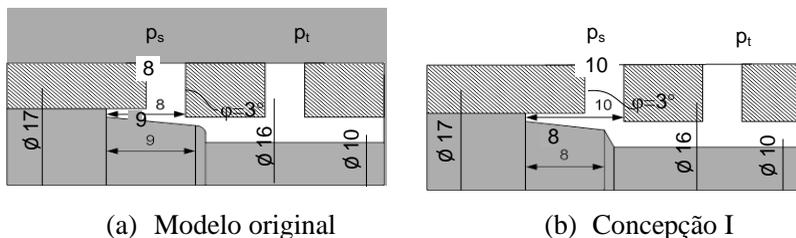


Figura 4.20: Válvula cônica do modelo original e da concepção I.

Esta alteração acarreta a redução da diferença de pressão nesta válvula de assento que, por sua vez, resulta em uma pressão menor na porta de suprimento da furadeira hidráulica. Isto possibilita o uso de uma mola com menor pré-carga na mola da válvula de retenção localizada na linha do motor hidráulico (esta solução faz o uso deste componente) de forma a garantir que não ocorra vazão para o motor quando a válvula de controle da furadeira hidráulica está em sua posição neutra (totalmente aberta).

Com estas pequenas modificações, consegue-se reduzir a perda de carga quando o equipamento está simplesmente conectado a um sistema hidráulico ativado, como se apresenta na Figura 4.21. Neste gráfico percebe-se que a máxima diferença de pressão encontrada entre as vias de suprimento e de retorno é de 10 bar, sendo esta a pressão mínima para que a válvula de retenção permaneça fechada.

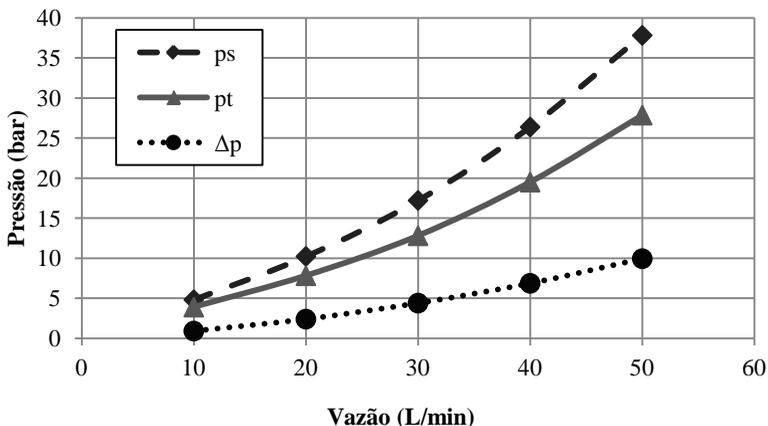


Figura 4.21: Perda de carga da furadeira hidráulica para a concepção I com a válvula na posição neutra.

Com um pensamento conservativo, adota-se que a pressão de abertura da válvula de retenção seja 20% superior a menor pressão resultante de perda de carga. Assim sendo regula-se a pressão para a abertura da válvula de retenção em 12 bar.

Ressalta-se que esta modificação também melhora o rendimento da furadeira quando o motor hidráulico está sendo utilizado, já que a pressão necessária para a abertura e manutenção da abertura da válvula de retenção é menor, se comparado com os resultados apresentados na Figura 4.13.

4.4.2 Concepção II

Para a concepção II, a válvula de controle cônica é conectada em série com o motor hidráulico e em paralelo a estes dois componentes utiliza-se uma válvula reguladora de pressão, denominada de balança de pressão. Estes componentes podem ser observados na Figura 4.22.

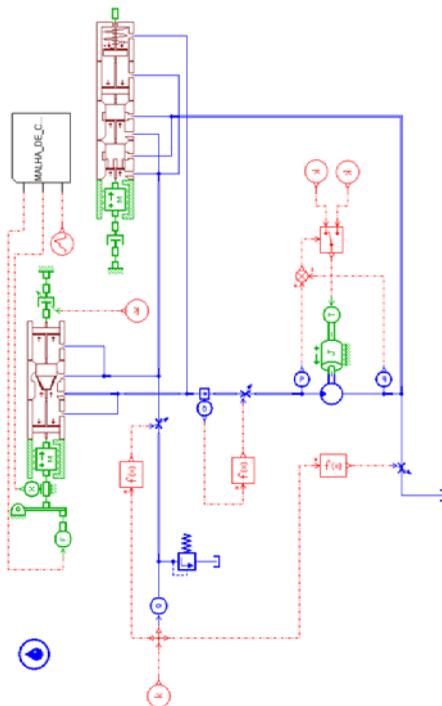


Figura 4.22: Modelo em AMESim da concepção II.

A válvula de controle cônica possui as mesmas dimensões da válvula modelada na concepção I, com a diferença de que sua posição neutra é quando o orifício da mesma está fechado. Já a balança de pressão apresentada na Figura 4.23 atua a partir do balanço das pressões de suprimento (p_S) e de carga (p_A), em que nesta também atua uma mola (F_m) como forma de compensar a perda de carga existente entre a tomada de pressão de suprimento e a tomada de pressão de carga. Neste esboço também se percebe que na balança de pressão existe 4 ranhuras retangulares, necessárias para o ajuste fino da pressão.

Seu funcionamento baseia-se em que, quando a válvula de controle estiver na posição neutra, a pressão existente na linha de suprimento desloca a balança de pressão contra a mola, uma vez que a pressão na linha de carga é similar a pressão da linha de retorno. Quando a válvula de controle é acionada, a balança de pressão atua de forma a manter uma diferença de pressão constante na válvula de controle, melhorando assim o controle da vazão. Os resultados alcançados serão apresentados junto com os da concepção III.

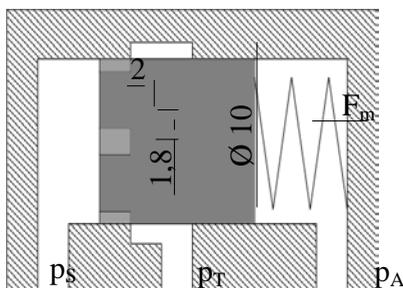


Figura 4.23: Esboço da balança de pressão.

4.4.3 Concepção III

Conforme referido no Capítulo 3, a concepção III utiliza uma válvula cujo carretel possui um elemento de assento cônico e um elemento tipo carretel deslizante, sendo que este último substitui a válvula de retenção apresentada na concepção I.

Desta forma, com o uso deste elemento tipo carretel deslizante garante-se que o motor hidráulico está desconectado da linha de suprimento quando a válvula está em sua posição neutra. Quando a válvula está acionada, a área de passagem do orifício do carretel deslizante é superior

a do orifício formado pelo obturador cônico, de forma de que a abertura da via para o motor hidráulico não influi no controle realizado.

Em outras palavras, o elemento carretel deslizante atua de forma similar a uma válvula direcional de duas vias enquanto o obturador cônico atua como se fosse uma válvula proporcional de duas vias. As dimensões utilizadas nesta simulação são as mesmas da concepção I para o obturador cônico.

Como o início do cone do obturador cônico ocorre quando o assento está distante 8 mm da aresta de controle e a válvula possui um curso de 10 mm, considera-se uma sobreposição de 2 mm no elemento deslizante. Assim sendo, a abertura do orifício da linha de suprimento para a linha do motor somente ocorrerá quando a válvula estiver posicionada com uma abertura do obturador cônico entre 0 e 8 mm.

Apresenta-se na Figura 4.24 o esboço em AMESim da concepção III utilizada. Nela nota-se que, assim como nas demais concepções, o uso dos orifícios reguláveis nas linhas de suprimento, do motor e de retorno como forma a emular as perdas de carga existentes no protótipo.

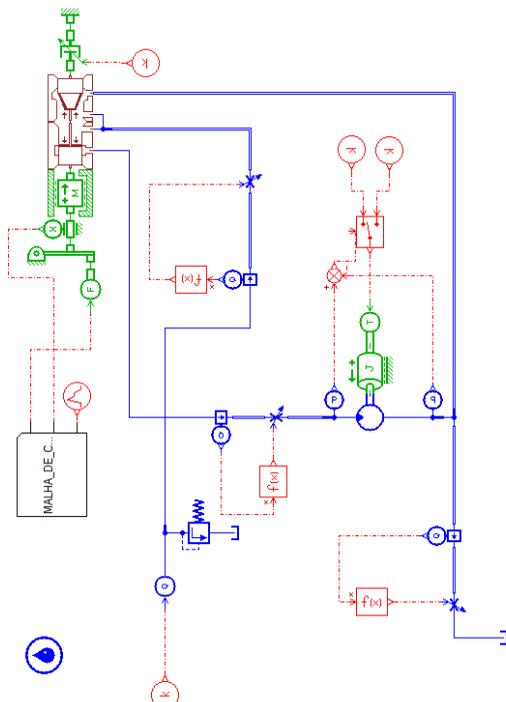


Figura 4.24: Modelo em AMESim para a concepção III.

4.5 Comparação dos resultados da modelagem das concepções

Nesta seção apresenta-se a comparação entre as concepções baseada nos parâmetros de frequência de rotação, eficiência energética e rendimento⁸ das concepções propostas. Inicialmente divide-se esta comparação para dois casos distintos:

- Quando a válvula permanece em sua posição neutra, desviando a vazão diretamente para o reservatório;
- Quando a válvula de controle está totalmente acionada, com um torque de 5,5 Nm atuando sobre eixo do motor hidráulico.

No primeiro caso, o consumo energético tem origem nas perdas de carga existentes nos canais internos, conexões e na válvula de controle da furadeira. Tem-se como hipótese que este caso deverá ocorrer com maior frequência que o uso em si deste equipamento. Neste caso analisa-se a diferença de pressão existente entre as vias p_s e p_T , que se trata da perda de carga da furadeira.

Na Figura 4.25 apresentam-se estes resultados de diferença de pressão. Nela nota-se que para as concepções I e III a diferença de pressão é a mesma, uma vez que estas concepções fazem o uso dos mesmos canais internos e do mesmo tipo de válvula de controle. Já para a concepção II a diferença de pressão observada é maior, uma vez que a perda de carga existente na balança de pressão é superior a perda de carga da válvula com obturador cônico, utilizado nas outras concepções.

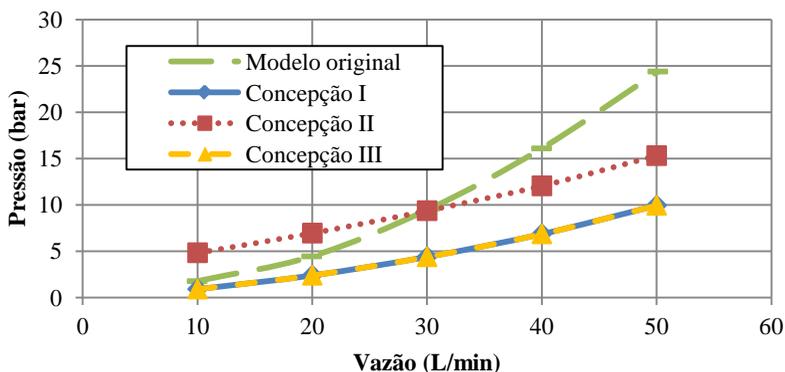


Figura 4.25: Diferença de pressão para as três soluções desenvolvidas e para o modelo original quando a válvula está na posição neutra.

⁸ Utiliza-se os termos eficiência energética e rendimento, pois o equipamento pode estar com o motor parado e conectado ao sistema hidráulico, circulando fluido hidráulico por ele, no qual neste caso não se pode avaliar o rendimento do equipamento.

Com estes valores de diferença de pressão também se pode estimar a potência consumida pela furadeira hidráulica, esta dissipada basicamente em forma de calor. Na Figura 4.26 apresenta a potência dissipada para as concepções estudadas. Como este gráfico constrói-se com base na Equação (4.1) é natural que ele seja similar ao gráfico apresentado na Figura 4.25.

Sob o ponto de vista da potência dissipada, observa-se que as concepções I e III apresentam um gasto energético 33% menor que para a concepção II em qualquer faixa de vazão. Isto significa que quando a furadeira estiver conectada a uma unidade hidráulica ativa, sua perda energética será substancialmente menor.

Para o segundo caso, que é quando a válvula de controle está totalmente acionada, analisam-se os resultados relativos à rotação do motor hidráulico, a diferença de pressão entre as vias de suprimento e de retorno e o rendimento do equipamento.

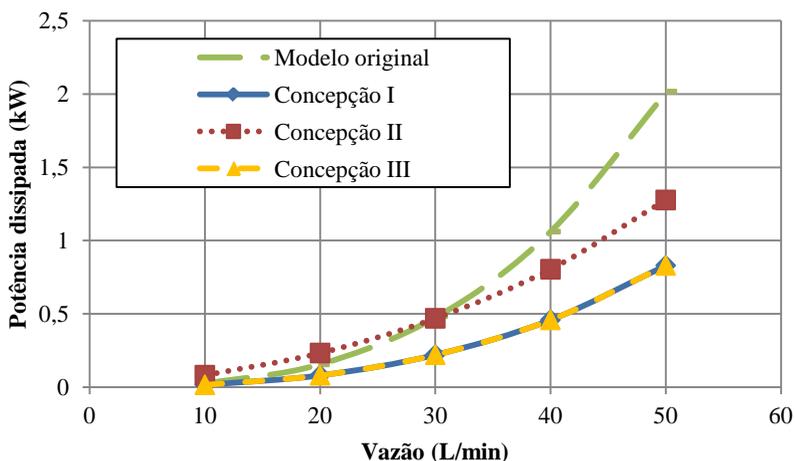


Figura 4.26: Comparativo da potência dissipada para as três soluções e modelo original para a válvula de controle na posição neutra.

A rotação dos modelos simulados é apresentada na Figura 4.27, onde se percebe que para o modelo original, concepção I e concepção III os resultados são idênticos, uma vez que para estas soluções a válvula de controle encontra-se totalmente fechada, desviando toda a vazão fornecida para o motor hidráulico. O mesmo não ocorre para a concepção II, já que parte da vazão é desviada pela balança de pressão para o retorno, conforme a diferença das pressões nas vias de suprimento e de carga.

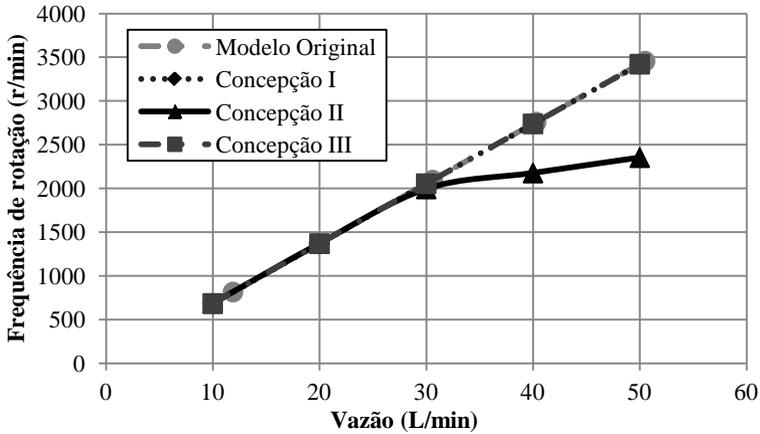


Figura 4.27: Comparativo da rotação do motor para um torque de 5,5 Nm.

De mesmo modo que para o primeiro caso, no segundo caso também se analisa a diferença de pressão entre as vias de suprimento e retorno. Na Figura 4.28 apresenta-se esta diferença. Nela pode-se perceber que para todas as concepções desenvolvidas, a diferença de pressão existente é menor que para o modelo original e as concepções II e III apresentam um comportamento similar.

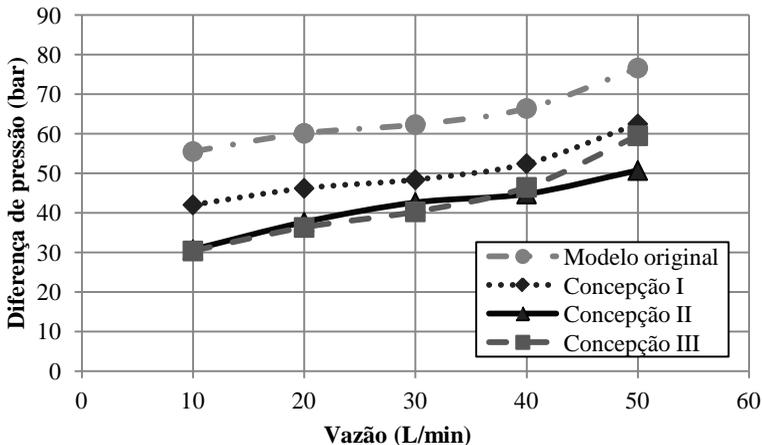


Figura 4.28: Comparativo entre a diferença de pressão entre as vias p_s e p_T para um torque no motor de 5,5 Nm.

Com base na diferença de pressão e nos valores de rotação, também se obtém o rendimento global do equipamento como pode ser visto na Figura 4.29. Neste gráfico nota-se que o rendimento do protótipo testado é muito baixo, grande parte devido à válvula de retenção empregada, que necessita de um valor alto de pressão para sua abertura, em que a concepção III possui uma melhora de 100% em uma vazão de 10 L/min e de 30% para uma vazão de 50 L/min, em relação ao modelo original.

Também pode ser visto que o rendimento da concepção II apresentada na simulação tende a ser muito superior ao do modelo original e da concepção I para vazões menores, em que a eficiência do conjunto é próxima a 80% para uma vazão de 10 L/min.

Pode-se notar na Figura 4.27 que para uma faixa de vazão entre 30 e 50 L/min a concepção II possui uma menor variação da rotação, chegando na rotação máxima de aproximadamente 1900 r/min para 50 L/min.

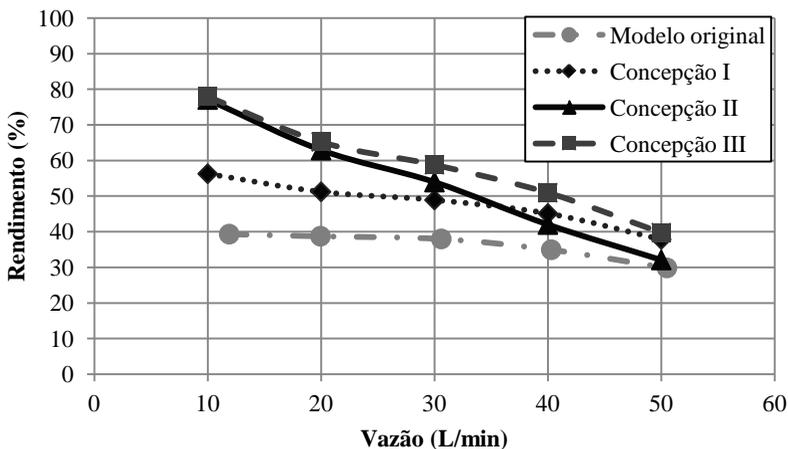


Figura 4.29: Comparativo do rendimento da furadeira hidráulica para um torque de 5,5 Nm.

4.6 Seleção da solução

Para a seleção da concepção, inicialmente deve-se estabelecer critérios para que se possa fazer uma comparação entre as soluções analisadas e definir qual apresenta maior viabilidade. Estes critérios são estabelecidos conforme as especificações de projeto. Após sua escolha, os critérios dificilmente terão a mesma importância, por isto torna-se ne-

cessária a aplicação de um método para estabelecer o peso de cada critério no produto.

Assim, de forma a buscar uma melhor seleção entre as soluções apresentadas, necessita-se ponderar os critérios de avaliação, ou seja, definir o grau de importância destes critérios. Para isto, torna-se necessário determinar os pesos dos critérios, podendo ser feito a partir da comparação aos pares como apresentado na Tabela 4.2. Desenvolve-se esta matriz a partir da comparação direta entre um critério com os demais, no qual se decide qual dos critérios tem maior importância a cada comparação.

Tabela 4.2: Matriz de avaliação por comparação dos pesos dos critérios de seleção.

	Ergonomia	Eficiência	Facilidade de uso	Peso do equipamento	Modularidade	Resistência mecânica	Custo de fabricação	Torque no eixo	Pressão máxima	Segurança no uso	Rotação	Número de componentes	Design	Vazão máxima	Confiabilidade	S_i	W_i
1 Ergonomia	-	0,5	0,5	0,5	1	1	0,5	0,5	1	0	1	1	1	1	0,5	10	0,0976
2 Eficiência	0,5	-	0,5	0,5	1	1	0,5	1	1	0	1	1	0,5	1	0,5	10	0,0976
3 Facilidade de uso	0,5	0,5	-	1	1	1	0,5	1	1	0,5	0,5	1	1	1	1	11,5	0,1122
4 Peso do equipamento	0,5	0,5	0	-	1	0,5	0	0,5	0,5	0	0	1	0,5	0,5	0	5,5	0,0537
5 Modularidade	0	0	0	0	-	0	0	0	0	0	0,5	0,5	0,5	0	0	1,5	0,0146
6 Resistência mecânica	0	0	0	0,5	1	-	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1	0,5	1	0,5	7	0,0683
7 Custo de fabricação	0,5	0,5	0,5	1	1	0,5	-	1	0,5	0,5	0,5	1	1	1	0,5	10	0,0976
8 Torque no eixo	0,5	0	0	0,5	1	0,5	0	-	1	0	1	0,5	1	0,5	0,5	7	0,0683
9 Pressão máxima	0	0	0	0,5	1	0,5	0,5	0	-	0,5	0,5	1	1	0,5	0,5	6,5	0,0634
10 Segurança no uso	1	1	0,5	1	1	0,5	0,5	1	0,5	-	0	1	1	0,5	0,5	10	0,0976
11 Rotação	0	0	0	0	1	0,5	0	0,5	0	1	-	0,5	1	0,5	0	5	0,0488
12 Número de componentes	0	0	0	0	0,5	0	0	0,5	0	0	0,5	-	0,5	0	0	2	0,0195
13 Design	0	0,5	0	0,5	0,5	0,5	0	0	0	0	0	0,5	-	0	0	2,5	0,0244
14 Vazão máxima	0	0	0	0,5	1	0	0	0,5	0,5	0,5	0,5	1	1	-	0,5	5,5	0,0537
15 Confiabilidade	0,5	0,5	0	1	1	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1	1	1	0,5	-	8,5	0,0829
																Total	1,0000

Para o critério mais importante, define-se o valor 1, e ao outro o valor zero. Quando são critérios igualmente importantes, o valor atribuído é de 0,5 a cada um. (STOLL 1999, apud BACK, *et al.*, 2008). A soma dos valores de cada linha define o peso absoluto do critério (S_i), sendo posteriormente definido o peso do critério (W_i) como:

$$w_i = \frac{S_i}{\sum_{j=1}^n S_j} \quad (4.9)$$

Os critérios definidos como ergonomia, design, facilidade de uso, modularidade, resistência mecânica, design, pressão máxima, segurança no uso, vazão máxima, torque no eixo são retirados da análise uma vez que as três soluções propostas os atendem de forma similar. Desta forma, para análise de valoração restam os critérios de eficiência, peso do equipamento, custo de fabricação, número de componentes, rotação e confiabilidade.

Assim sendo, a partir dos pesos absolutos obtidos na Tabela 4.2 realiza-se uma segunda valoração dos critérios analisados, como forma de reclassificar-los. Assim, com o uso da Equação (4.9) se obtém um novo peso para cada critério, como se observa na Tabela 4.3. Futuramente tais pesos serão utilizados juntamente com a valoração dos critérios de cada concepção para a obtenção da melhor concepção de produto.

Tabela 4.3: Valoração dos critérios analisados.

Critério	Soma da linha (S_i)	Pesos (w_i)
Eficiência energética	10	0,24
Custos de fabricação	10	0,24
Confiabilidade	8,5	0,21
Peso do equipamento	5,5	0,14
Frequência de rotação	5	0,12
Número de componentes	2	0,05

4.6.1 Eficiência energética

A eficiência energética pode ser dividida em dois casos, sendo o primeiro a potência dissipada quando o motor hidráulico não está ativo, ou seja, a potência dissipada pelas perdas de carga na furadeira quando há uma vazão de 50 L/min pela mesma. Já o segundo caso trata-se quando o equipamento está em sua posição de funcionamento, no qual a válvula está totalmente acionada para o funcionamento do motor. Neste modo considera-se que exista uma carga de 5,5 Nm no eixo do motor hidráulico

Desta maneira, analisam-se os gráficos apresentados na Figura 4.26 e Figura 4.29 onde se identificam os valores extremos. Feito isto, faz-se a valoração do critério eficiência energética, que como este está dividido em 2 partes (potência dissipada e rendimento global), a valoração obtida para cada parte serão somadas e posteriormente divididas em dois. Realiza-se a valoração considerando como valor máximo 5 para o melhor

valor do parâmetro analisado e 1 para o pior valor, sendo que os valores intermediários são interpolados matematicamente entre 1 a 5.

Assim, apresenta-se na Tabela 4.4 a valoração realizada para a eficiência energética, que corresponde a valoração média apresentada na última coluna, sendo esta a média aritmética da valoração sobre a potência dissipada e da valoração sobre a eficiência global.

Tabela 4.4: Valoração numérica da eficiência energética.

Modelo	Potência dissipada (kW)	Valoração: potência dissipada ($u_{i,j}$)	Rendimento global (%)	Valoração: Rendimento global ($u_{i,j}$)	Valoração média ($u_{i,j}$)
Modelo original	2,03	1	30,8	1	1
Concepção I	0,83	5	37,8	4,14	4,5
Concepção II	1,27	3,53	32,0	1,5	2,5
Concepção III	0,83	5	39,7	5	5

4.6.2 Número de componentes e custos de fabricação

Neste item analisa-se a quantidade de componentes existentes assim como os seus custos e processo de fabricação. Como as soluções obtidas possuem diversos componentes semelhantes geometricamente, considera-se que o seu número desses influencia diretamente nos custos de fabricação. Portanto, para esta avaliação os componentes a serem analisados tratam-se apenas das válvulas, uma vez que estas são os elementos de maior complexidade para fabricação.

Desta forma, como há similaridade entre as três concepções, avalia-se as suas diferenças de construção. Esta análise se realiza através da observação do número e tipo de válvulas representadas nos modelos em AMESim e, de certo modo, esta análise também fornece um dado qualitativo do processo e custo de fabricação.

Sob o ponto de vista de custos de fabricação, atribui-se uma escala de custos, sendo que o valor 1 considera-se de fabricação custosa e 5 de fácil fabricação. Na Tabela 4.5 apresenta-se esta escala.

Tabela 4.5: Valoração de custo de fabricação para três tipos de válvulas.

Tipo de válvula	Valor ($u_{i,j} = 1$ - custosa; 5 – barata)
Válvula de retenção	5
Válvula de assento	3
Balança de pressão	2

A valoração do número de componentes é dada pelo valor máximo arbitrado (5) dividido pelo número de componentes existentes para cada solução. Como forma de valorar os custos de fabricação para cada solução, define-se que o valor a ser dado é a média aritmética do custo de fabricação das válvulas utilizadas, sendo esta média dividida pelo número de componentes, como apresentada na Tabela 4.6.

Tabela 4.6: Valoração do número de componentes e de custos de fabricação.

Modelo	Válvulas	Valoração: Número de componentes ($u_{i,j}$)	Valoração: Custos de fabricação ($u_{i,j}$)
Modelo original	1 válvula de assento, 1 válvula de retenção.	2,5	2
Concepção I	1 válvula de assento, 1 válvula de retenção.	2,5	2
Concepção II	1 válvula de assento, 1 balança de pressão.	2,5	1,25
Concepção III	1 válvula de assento.	5	3

4.6.3 Peso do equipamento e confiabilidade

Considera-se que o número de componentes tem uma pequena influência tanto para o critério peso do equipamento como para a confiabilidade do equipamento. Trata-se de uma valoração subjetiva para ambos os critérios, no qual se atribui um valor de 3 para a referência (modelo original) e para a concepção I, uma vez que ambas possuem o mesmo princípio de funcionamento. Para a concepção II estima-se um valor de 2, uma vez que esta possui duas partes móveis que realizam o controle de vazão e para a s concepção III atribui-se peso 4 como o valor ideal, já que esta possui apenas uma parte móvel.

4.6.4 Frequência de rotação

Semelhantemente a valoração dos demais critérios, avalia-se a frequência de rotação conforme os resultados apresentados na Figura 4.27. Neste gráfico percebe-se que para a concepção II a frequência de rotação é menor se comparada com as outras concepções para vazões acima de 30 L/min. Isto ocorre por que a balança de pressão existente neste

modelo atua indiretamente como uma reguladora de vazão, pelo fato de manter uma diferença de pressão constante na válvula de controle, ela regula a vazão que passa por esta. Além da vantagem de possuir uma frequência de rotação menor que para as demais concepções, a concepção II apresenta outras vantagens como que a rotação mantém-se constante independente do carregamento e também por poder suportar vazões superiores a 50 L/min na unidade hidráulica, uma vez que o excesso de fluido hidráulico é desviado pela balança de pressão.

Desta forma, a valoração dada ao critério rotação apresenta-se na Tabela 4.7. Neste considera-se que o modelo original tenha peso 3 e como as concepções I e III possuem o mesmo comportamento, ganham o mesmo peso. A concepção II como possui um comportamento favorável a este critério, atribui-se peso 5 a ela.

Tabela 4.7: Valoração do critério rotação.

Modelo	Rotação ($u_{i,j}$)
Modelo original	3
Concepção I	3
Concepção II	5
Concepção III	3

4.7 Definição da solução apresentada

Determinado os valores dos critérios para cada concepção, a partir da matriz apresentada na Tabela 4.8 define-se qual a melhor concepção a ser desenvolvida. Esta concepção é obtida a partir do produto entre o peso dos critérios e a valoração realizada para cada concepção. Como resultado observa-se que a concepção mais valorada é a concepção III, tendo em sequência a concepção I e II.

A partir da análise dos resultados obtidos na Seção 4.5 observa-se que a concepção III apresenta os melhores resultados em relação ao consumo energético, assim como o seu sistema de controle possui um funcionamento mais simples em relação as demais concepções e de fácil fabricação.

Desta forma, o resultado da definição a partir da valoração é aceito e coerente, sendo assim nos próximos capítulos a concepção III será refinada e desenvolvida.

Tabela 4.8: Ordenação das concepções do produto.

Critérios de seleção	Pesos dos critérios (w_i)	Concepções							
		Modelo original		Concepção I		Concepção II		Concepção III	
		$u_{i,1}$	$w_i * u_{i,1}$	$u_{i,2}$	$w_i * u_{i,2}$	$u_{i,3}$	$w_i * u_{i,3}$	$u_{i,4}$	$w_i * u_{i,4}$
Eficiência energética	0,24	1	0,24	4,5	1,08	2,5	0,6	5	1,2
Número de componentes	0,05	2,5	0,125	2,5	0,125	2,5	0,125	5	0,25
Custos de fabricação	0,24	2	0,48	2	0,48	1,5	0,36	3	0,72
Peso do equipamento	0,14	3	0,42	3	0,42	2	0,28	4	0,56
Confiabilidade	0,21	3	0,63	3	0,63	2	0,42	4	0,84
Rotação	0,12	3	0,36	3	0,36	5	0,6	3	0,36
Valor da função utilidade			2,255		3,095		2,385		3,93
Ordenação das concepções		Quarta Posição		Segunda Posição		Terceira Posição		Primeira Posição	

4.8 Considerações Finais

Neste capítulo, a partir dos ensaios realizados no protótipo fornecido pela MEDAL pode-se desenvolver um modelo teórico em AMESim. Com este modelo teórico, são desenvolvidos modelos alternativos baseados nas concepções obtidas no Capítulo 3.

Desenvolvida estas concepções em AMESim, seus resultados são comparados. Posteriormente com o uso de um processo de avaliação e seleção de concepções baseadas na valoração de critérios, escolhe-se a melhor concepção, que será desenvolvida detalhadamente nos próximos capítulos.

Também se apresenta na Figura 4.30 os principais passos seguidos nesta fase de projeto.

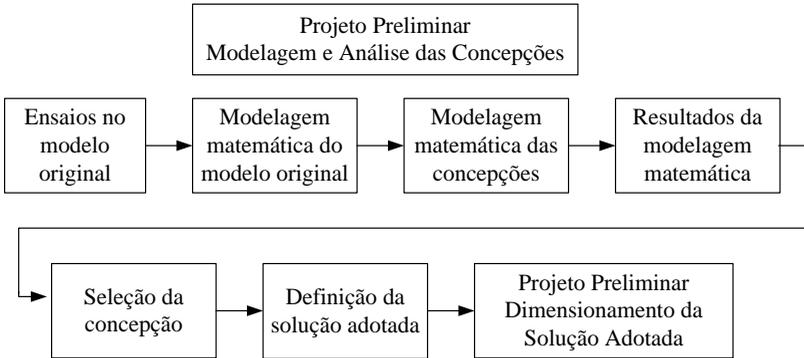


Figura 4.30: Principais passos seguidos no projeto preliminar - modelagem e análise das concepções.

CAPÍTULO 6

PROJETO DETALHADO – CONSTRUÇÃO E TESTES

Neste capítulo apresenta-se o projeto, a fabricação do protótipo assim como os resultados obtidos nos ensaios realizados com o protótipo construído conforme a solução obtida neste trabalho. Posteriormente os resultados experimentais são comparados com os obtidos teoricamente e discutidos.

6.1 Projeto e fabricação do protótipo

O projeto mecânico do protótipo é realizado com o uso do *software* SolidWorks de acordo com o dimensionamento já obtido nos itens anteriores.

Na Figura 6.1 apresenta-se o protótipo resultante da furadeira hidráulica e na Figura 6.2 a vista explodida do bloco de controle projetado. Nesta última figura percebe-se a quantidade de componentes desenvolvidos neste projeto cujas principais peças são o corpo (1), carretel (2), vedação estática (4) e dinâmica (6) e a válvula de alívio (11,12 e 13).

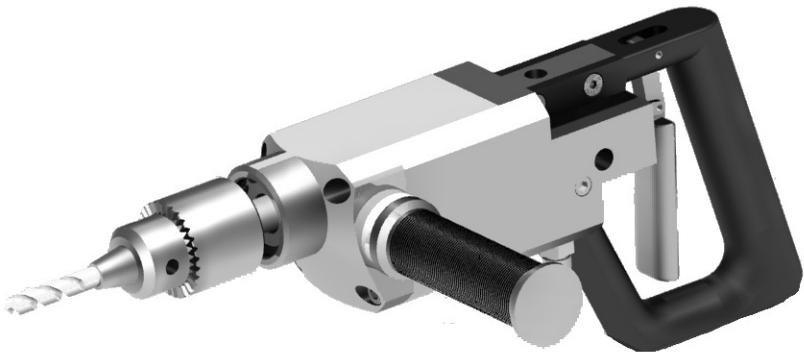


Figura 6.1: Protótipo modelado da furadeira hidráulica baseado na concepção III.

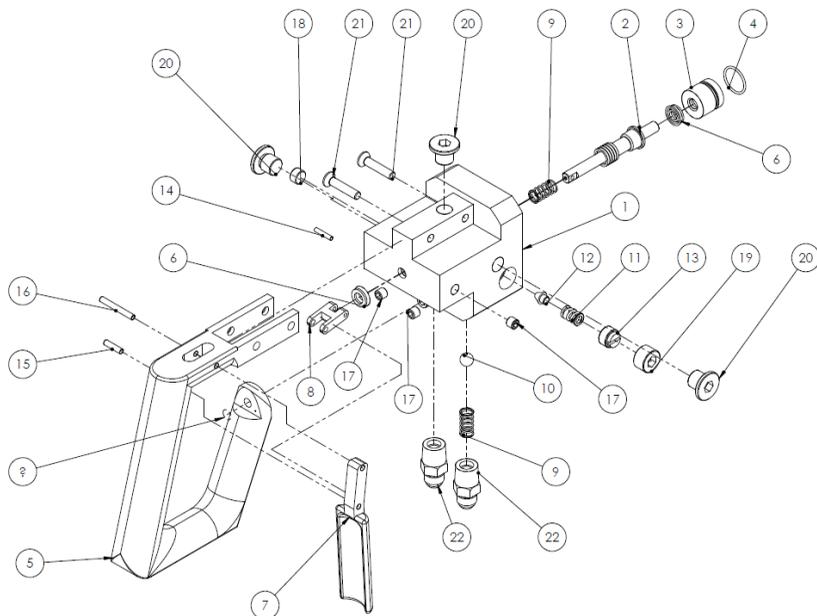


Figura 6.2: Vista explodida do bloco de controle projetado.

Estima-se o peso da furadeira em 5 kg, aproximadamente 0,9 kg abaixo do modelo original, 0,4 kg mais pesado que a furadeira elétrica GBM 23-2 e 3,5 kg mais leve que da furadeira hidráulica STANLEY CD 10, apresentadas no Capítulo 2. Trata-se de um ótimo valor visto que não foi nenhum estudo de otimização estrutural. As dimensões finais da furadeira são as seguintes:

- Comprimento: 400 mm entre o fim do mandril até o ponto mais externo do cabo (216 mm considerando somente o corpo);
- Altura: 161 mm entre a base do cabo até a parte superior da furadeira (84 mm a altura do corpo);
- Largura: 202 mm entre o extremo do suporte lateral e o corpo (corpo com 76 mm de largura).

6.2 Ensaio de potência dissipada

O ensaio de perda de carga na furadeira é realizado posicionando o carretel na posição inicial de funcionamento, tal que toda a vazão que entra na furadeira passa pelo orifício de controle e retorna para a linha de retorno. Realiza-se este ensaio três vezes, nas vazões de 10, 20, 30,

40 e 50 L/min e sob uma temperatura no suprimento da furadeira hidráulica de $45\pm 3^{\circ}\text{C}$. O principal objetivo é o de comparar com os resultados obtidos experimentalmente pelo modelo em AMESim. Para este ensaio utiliza-se da bancada da Figura 6.3, detalhada no Apêndice B.



Figura 6.3: Protótipo da furadeira montada na bancada de ensaios.

Na Figura 6.4 apresenta-se a comparação entre a potência dissipada conforme o modelo e o experimento. Percebe-se que até vazões de 30 L/min as duas curvas são similares, porém com o aumento da vazão ocorre um afastamento da curva obtida experimentalmente. Isto em parte é decorrência da hipótese utilizada na simulação em AMESim, no qual se utiliza as mesmas perdas de carga existentes no modelo original, uma vez que os canais existentes no protótipo possuem uma geometria distinta, assim como o processo de fabricação dos canais pode influenciar neste valor. Mesmo com esta discrepância, observa-se que a potência dissipada experimental encontra-se em valores cerca de 20% menores que os encontrados no modelo original, apresentados na Figura 4.4.

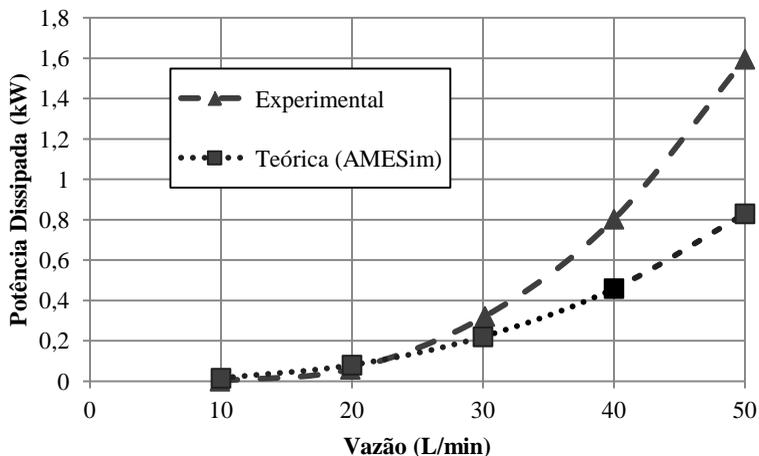


Figura 6.4: Comparação entre a potência dissipada conforme o modelo teórico em AMESim e experimento.

6.3 Rendimento Mecânico

O ensaio de rendimento mecânico da furadeira é executado mantendo-se o carretel em seu deslocamento máximo, tal que o orifício de controle permanece fechado. Também se realiza este ensaio três vezes, nas condições de vazão de 10, 20, 30, 40 e 50 L/min e um torque no motor de 4,5 Nm e 5,5 Nm. A temperatura de suprimento é mantida em $40 \pm 5^\circ\text{C}$.

Na Figura 6.5, nota-se que a furadeira não atinge sua rotação máxima nominal nos ensaios estimada em 3420 r/min para uma vazão de 50 L/min, assim também como para as outras condições de vazão a rotação máxima não é atingida. Isto é conseqüência de vazamentos internos existentes no protótipo da furadeira hidráulica. Eles podem ter origem numa folga excessiva entre camisa e carretel deslizante, riscos e/ou ovalização da camisa e obturador, tal que tanto o obturador do orifício de controle como o obturador utilizado na válvula de alívio possam não estar vedando totalmente o orifício. O vazamento interno do motor está inserido no modelo teórico como o rendimento volumétrico de 93%.

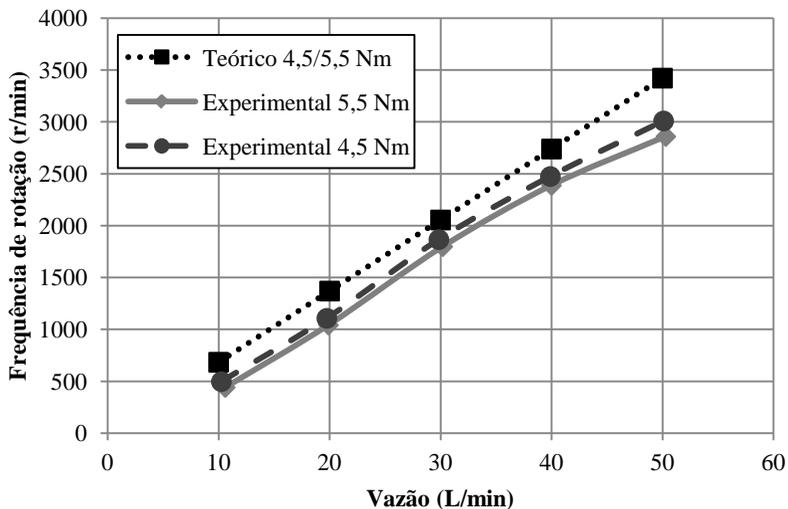


Figura 6.5: Rotação teórica e experimental verificada na furadeira hidráulica para uma faixa de vazão e diferentes níveis de torque.

Sendo conhecidos o deslocamento volumétrico e rendimento volumétrico do motor hidráulico, assim como a diferença de rotação apresentada entre o modelo teórico e o experimento do protótipo, pode-se estimar o vazamento interno apresentado.

Isto faz que para uma vazão de 10 L/min exista um vazamento estimado de aproximadamente 3 L/min para uma diferença de pressão entre as portas de suprimento e retorno de 23 bar (4,5 Nm de torque), enquanto para uma vazão de 50 L/min estima-se um vazamento de 6,2 L/min para uma diferença de pressão de 38,4 bar sob uma mesma condição de torque. Para a primeira condição verifica-se que ocorre um vazamento de 30% da vazão que alimenta a furadeira hidráulica, enquanto para a segunda condição o vazamento corresponde a 12,5% da vazão nominal.

Assim percebe-se que o vazamento interno é mais danoso para vazões menores da unidade hidráulica, uma vez que como a diferença de pressão existente internamente na furadeira hidráulica possui uma pequena variação se comparada com a variação da vazão (10 a 50 L/min) para mesmas condições de torque.

Quando aplicado o torque de 5,5 Nm, observa-se também pela Figura 6.5 que a rotação é substancialmente menor, uma vez que a dife-

rença de pressão é maior nesta condição, aumentando o vazamento interno e que, desta forma, reduz a vazão que passa pelo motor hidráulico.

Este vazamento apresentado no protótipo reflete diretamente na comparação entre os rendimentos simulados em AMESim já apresentados neste trabalho (Figura 6.6) e nos resultados experimentais para as condições de 4,5 Nm e 5,5 Nm, apresentados respectivamente nas Figura 6.7 e Figura 6.8. De modo a validar a hipótese da queda de rendimento devido ao vazamento interno, desenvolve-se outro modelo em AMESim empregando uma folga diametral no carretel que possa corresponder aos vazamentos estimados da furadeira, sendo esta folga de 0,045 mm.

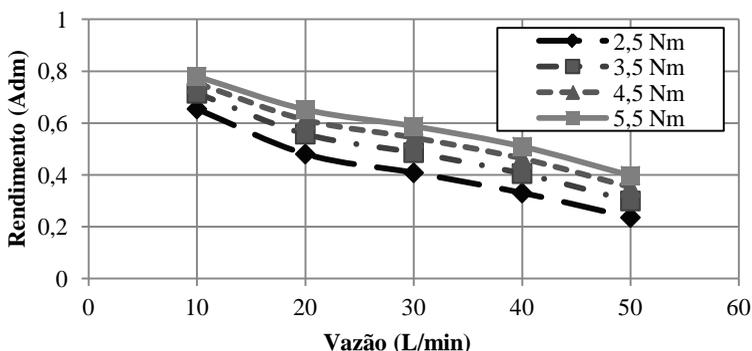


Figura 6.6: Rendimento simulado em AMESim.

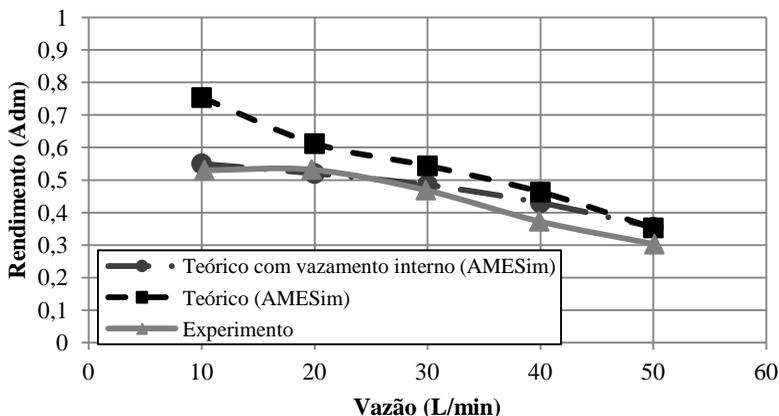


Figura 6.7: Rendimento teórico e experimental para um torque de 4,5 Nm.

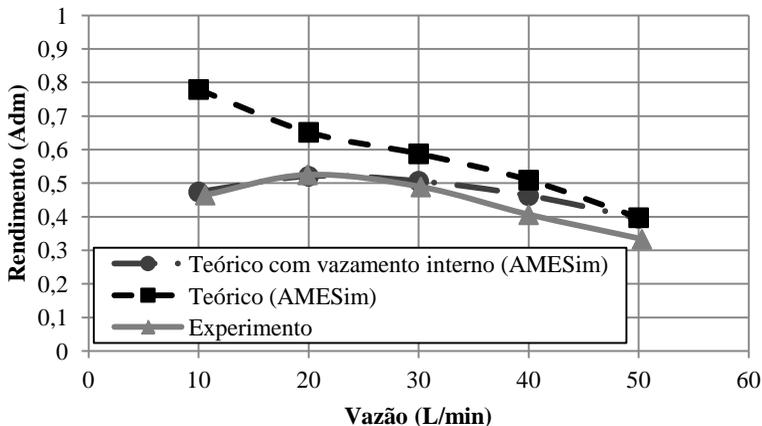


Figura 6.8: Rendimento teórico e experimental para um torque de 5,5 Nm.

Porém apesar do problema do vazamento interno, observa-se que o rendimento mecânico apresentado no protótipo é similar ao rendimento simulado entre as vazões de 10 e 30 L/min para ambas as condições de torque. A diferença que ocorre para maiores vazões, estas entre 5 e 6 % maiores para os modelos teóricos, pode-se ser explicada pelo mesmo motivo que ocorre na Seção 6.2 uma vez que a perda de carga existente nos canais internos difere das perdas de carga do modelo original. Para vazões mais baixas, esta perda de carga tende a ser menor, por isto da maior similaridade das curvas de rendimento para menores vazões.

6.4 Diferença de pressão na válvula

Este ensaio trata-se da diferença de pressão existente no interior da válvula quando o orifício da mesma está totalmente aberto sob uma vazão de 50 L/min. Nos ensaios, a medição da pressão ocorre na câmara em que a linha de suprimento está conectada, assim como se mede na linha de retorno da própria válvula, logo após o orifício de controle. Comparam-se os resultados obtidos experimentalmente com os resultados da simulação em CFD para a mesma posição e vazão do carretel. Assim, os resultados teóricos apresentam um valor de 4,27 bar de diferença de pressão entre a câmara de suprimento e a porta de retorno, enquanto os experimentais apresentam uma média de 4,63 bar com um desvio padrão de 0,42 bar, estando muito próximos do valor simulado, visto anteriormente na posição 10 mm da Figura 5.25.

6.5 Forças de atrito

O atrito é um fenômeno não linear que atua diretamente no acionamento e posicionamento do carretel. As características do atrito são compostas em atrito estático, atrito de Coulomb, atrito viscoso e de arraste, as quais podem ser tratadas por modelos simples baseados em mapas estáticos, assim como estas características podem ser modeladas como fenômenos dinâmicos de maior complexidade incluindo o atrito de Stribeck, atrito estático crescente, memória de atrito e deslocamento de predeslizamento (VALDIERO, 2005).

Os efeitos do atrito normalmente alteram-se com o tempo e podem depender de diversas condições, como das características do sistema hidráulico, da lubrificação e tipo do material da vedação, temperatura, direção do movimento, pressões que atuam nas vedações, velocidade e desgaste das superfícies.

Para esta análise considera-se que fenômeno de maior importância é o atrito estático, uma vez que nos ensaios realizados percebe-se sua influência ao deslocar o carretel. Valdiero (2005) caracteriza a força de atrito estático como uma força de restrição que ocorre na fase de predeslizamento entre duas superfícies, a qual possui um comportamento similar ao de uma mola. Ou seja, é um atrito que ocorre na velocidade zero que se opõe a todo movimento com a mesma magnitude da força até um valor máximo de atrito estático.

De modo a se obter a magnitude da força de atrito utiliza-se da bancada de testes na qual a furadeira hidráulica está montada¹⁰. Realiza-se este ensaio com o componente pré-aquecido, porém sem a passagem de vazão pelo mesmo. Nestas condições, registram-se as forças que atuam no carretel quando este é deslocado lentamente de modo a se obter um efeito de atrito *stick-slip* (adere-desliza), sendo observados picos de força contrária ao movimento de até 40 N. Tanto para este ensaio como para os ensaios de força de acionamento não são utilizadas molas para o retorno do carretel.

Deve-se ressaltar que nos ensaios não foram encontrados vazamentos externos na furadeira hidráulica. Sendo assim as vedações utilizadas no carretel desempenharam sua função corretamente.

¹⁰ No Apêndice A apresenta-se a montagem da bancada de ensaios com a célula de carga utilizada.

6.6 Forças de acionamento

As forças de acionamento no carretel são obtidas de maneira a preservar as mesmas características de pressão e vazão utilizadas dos modelos em ANSYS-CFX, mantendo a pressão na linha de carga em 20 bar acima da pressão de retorno e a vazão em 50 L/min, assim como realizar uma varredura em todas as posições do carretel.

Para manter a pressão na linha de carga 20 bar acima da pressão da linha de retorno, utiliza-se da válvula de orifício instalada juntamente a bomba hidráulica (Apêndice B) como forma de controlar o torque no motor hidráulico e, por conseqüência alteração da pressão na linha de suprimento deste motor. Assim, através do emprego dos transdutores de pressão instalados internamente nas câmaras de suprimento e de carga e na linha de retorno da furadeira, realiza-se o controle indireto da diferença de pressão com o uso na referida válvula de orifício.

Na Figura 6.9 apresentam-se os valores médios obtidos nos ensaios da furadeira hidráulica tal que, comparando-se este resultado experimental com o simulado em CFD (Figura 6.10), pode-se notar que ambos apresentam uma curva similar de força atuante no carretel, com um deslocamento da força de aproximadamente 20 N no sentido da abertura do orifício. A amplitude da força obtida experimentalmente é de aproximadamente 44 N, enquanto para a simulação tem-se uma amplitude de 38 N.

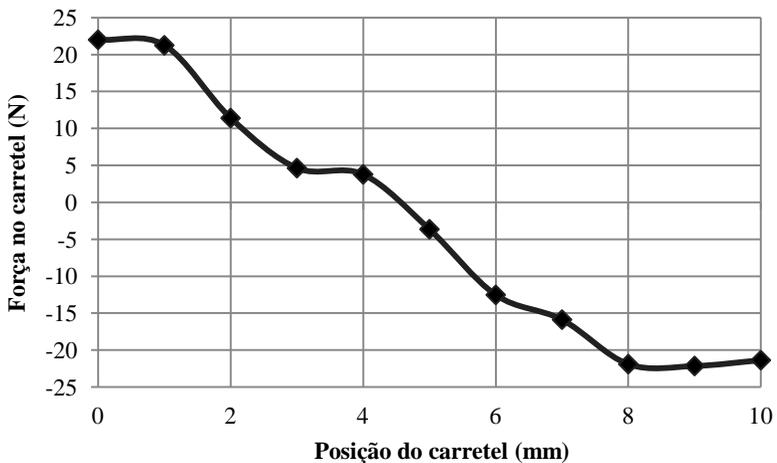


Figura 6.9: Média das forças atuantes no carretel obtidas experimentalmente.

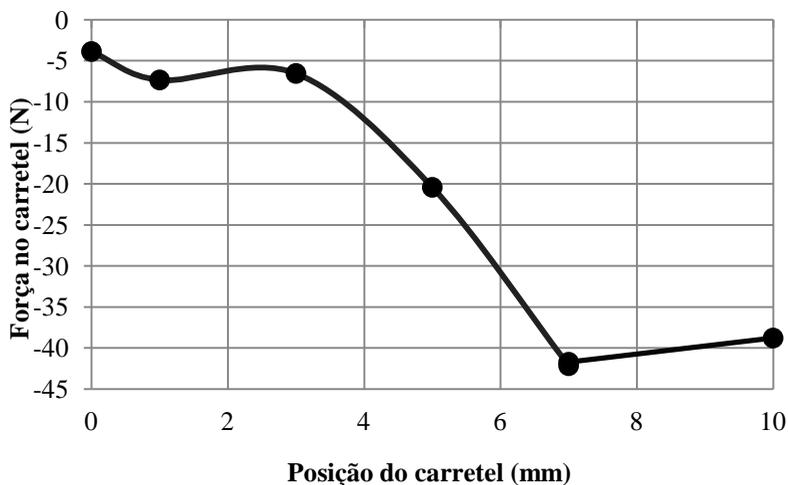


Figura 6.10: Resultado simulado em CFD das forças de acionamento do carretel.

Este deslocamento na curva pode ser justificado pela atuação da pressão nas paredes no lado oposto ao compensador de forças de escoamento, em que na simulação utiliza-se da hipótese que a pressão no local é igual a pressão na região de saída (*outlet*), considerada em 0 bar. Calcula-se que uma pressão de aproximadamente 1,9 bar nesta região já é suficiente para ocasionar esta diferença de 20 N

Também pode haver uma alteração na área em que atua a pressão em decorrência de uma diferença construtiva do carretel. Deve-se ressaltar que para estes ensaios como para todos os demais não se utiliza da mola de posicionamento do carretel, a qual será dimensionada com base tanto nos os resultados apresentados nesta seção assim como os resultados da força de atrito.

6.7 Considerações finais

Neste capítulo são comparados os resultados experimentais do protótipo desenvolvido a partir da concepção III e das análises realizadas no Capítulo 5. Nele pode ser observado que os resultados experimentais foram condizentes com os simulados, no qual as diferenças encontradas podem ser justificadas pelos vazamentos internos e hipóteses utilizadas nos modelos teóricos.

Como melhor resultado pode-se notar que as forças de acionamento obtidas no protótipo são valores extremamente baixos, com uma amplitude de 40 N e que seu sentido pode ser corrigido com o uso de uma mola devidamente dimensionada.

Deve salientar que as vedações desempenharam seu papel, já que não foram observados vazamentos externos no equipamento, além da força de atrito que apresenta um valor razoável, sendo ela resultante em grande parte das vedações empregadas no carretel. Na Figura 6.11 estão apresentados os principais passos seguidos no projeto detalhado.

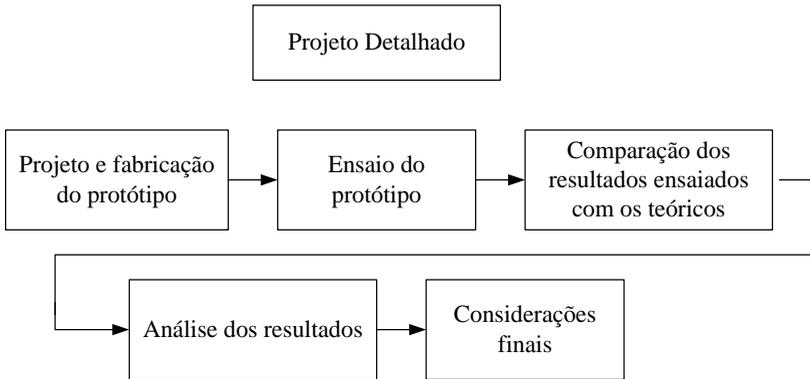


Figura 6.11: Principais passos seguidos no projeto detalhado.

CAPÍTULO 7 CONCLUSÕES

O presente trabalho apresentou um projeto teórico-experimental de uma furadeira hidráulica, no qual foi abordado principalmente o acionamento e controle esta furadeira, apontado no decorrer desta dissertação como uma das principais deficiências do modelo original estudado.

A partir do uso de ferramentas de projeto informacional, puderam ser obtidos os dados necessários para o início do projeto. Nesta fase do projeto notou-se que existem poucos equipamentos similares ao proposto, sendo que durante as pesquisas de produtos não se localizou nenhum modelo a venda no Brasil.

Com o uso de metodologia baseada nas estruturas funcionais, as informações básicas do funcionamento do equipamento puderam ser retiradas do modelo original fornecido pela empresa. Com isto pode-se caracterizar as funções principais do equipamento, assim como se verificou as funções deficitárias que podem ser melhor trabalhadas. Esta organização das informações no projeto conceitual obtida pelo uso de uma metodologia de projeto permitiu uma visão organizada das especificações e adequada para análise das soluções desenvolvidas.

Outro fator que auxiliou no desenvolvimento deste projeto foi o uso contínuo e conjunto de métodos teóricos e experimentais como, por exemplo, o uso do modelo desenvolvido em AMESim baseado no modelo original fornecido pela MEDAL com os ensaios experimentais executados nesta furadeira original. Com o uso destas ferramentas conseguiu-se uma solução que atendesse as especificações e com um funcionamento superior ao do modelo original.

Também fez-se um estudo em AMESim e em CFD no qual se obteve subsídios para melhorar o desempenho da furadeira hidráulica, tanto para as perdas de carga assim como para as forças de acionamento. Observou-se que o ponto de maior importância estudado nesta fase trata-se do efeito das forças de escoamento que atuam no carretel da válvula. A análise destas forças, ainda que de modo estático, mostram que o efeito que elas possuem no carretel pode ser suficiente para dificultar o acionamento e controle da posição realizado pelo usuário. Desta forma, desenvolveu-se o uso de compensadores de força de escoamento no carretel para que estas forças de escoamento sejam anuladas. Os resultados obtidos teoricamente foram satisfatórios, no qual se pode observar

uma queda para a força de escoamento em 50% de um modelo sem compensador em relação a um modelo com compensador.

Com a construção do protótipo, pode ser visto que os resultados teóricos são condizentes com os apresentados experimentalmente que, apesar do deslocamento da curva de força no acionamento, está compatível com a curva obtida teoricamente com o uso da ferramenta de CFD. O rendimento da furadeira também melhorou em 20% em relação o modelo original, apesar dos problemas de vazamento interno encontrados no protótipo fabricado.

Desta forma, percebe-se que as decisões realizadas durante a modelagem geométrica atenderam satisfatoriamente para o funcionamento do produto. Os problemas existentes como de vazamentos externos e forças excessivas no gatilho foram resolvidos e a solução desenvolvida já pode ser implementada pela empresa. Assim pode-se concluir que a solução encontrada está completa e atende aos requisitos da empresa e dos clientes em relação as principais especificações levantadas como facilidade no acionamento, eficiência, peso do equipamento, segurança, dentre outras especificações já apresentadas na fase informacional.

Deve-se levar em consideração que a segurança do produto desenvolvido foi um item considerado no projeto mecânico, a partir de uma estrutura sólida; e hidráulico da furadeira hidráulica, com a limitação do torque no motor hidráulico, garantindo a segurança do operador.

Como uma das melhorias que podem ser realizadas posteriormente pode-se citar a análise de outro tipo de motor hidráulico para este equipamento, como o uso de motores tipo gerotor ou motores de engrenagens internas.

Outra análise que pode ser realizada nos resultados obtidos nos ensaios com o protótipo, trata-se do uso do alumínio como camisa de uma válvula. Recomenda-se utilizar a camisa da válvula assim como o assento da válvula de segurança em algum material que apresente menor deformação como um ferro fundido, uma vez que o alumínio deforma e desgasta facilmente o orifício de controle, prejudicando o funcionamento da válvula.

Ainda de forma a melhorar o resultado das especificações obtidas, é de fundamental importância realizar no projeto do protótipo um estudo de resistência estrutural, tanto como forma de garantir sua resistência como para eliminar material desnecessário, reduzindo seu peso.

Como propostas para trabalhos futuros se podem citar os seguintes itens:

- Estudo do desgaste das arestas de controle (cantos vivos) em camisas fabricadas em alumínio assim também como o estudo de outros materiais no conjunto camisa-carretel;
- Estudo de outras concepções de motores que podem ser aplicados em equipamentos móveis;
- Análise das forças de escoamento laterais;
- Aplicação deste modelo de válvula divisora de vazão com compensação em sistemas industriais, uma vez que reduzem o esforço necessário para posicionamento;
- Aplicação de compensadores em válvulas divisoras de vazão industriais.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ACHE DIAS, Jonathan; OVANDO, Angélica Cristiane; KÜLKAMP, Wladimir; e BORGES, Noé Gomes Junior. **Força de Preensão Palmer: Métodos de Avaliação e Fatores que Influenciam a Medida.** Rev. Bras. Cineantropom. Desempenho Hum, Número 3, pp. 209-216. 2010.

ANFAVEA. **Estatísticas da produção nacional de tratores no Brasil.** 2011. Disponível em <http://www.anfavea.com.br>. Acesso em 14 de abril de 2011.

BACK, Nelson; OGLIARI, André; DIAS, Acires; e SILVA, Jonny Carlos da. **Projeto Integrado de Produtos: Planejamento, concepção e modelagem.** Baueri, SP: Manole, 2008.

BARTON, J. A.; LOVE, D. M.; e TAYLOR, G. D. **Design Determines 70% of cost? A Review of Implications for Design Evaluation.** J. Eng. Design, 1 ed. 2001.

BITENCOURT, Antônio Carlos Peixoto. **Desenvolvimento de uma Metodologia de Reprojetado de Produto para o Meio Ambiente.** Florianópolis: Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Santa Catarina, 2001.

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

BORGHI, Massimo; MILANI, Massimo; e PAOLUZZI, Roberto. **Stationary Axial Flow Force Analysis on Compensated Spool Valves.** International Journal of Fluid Power, Vol. 1, No. 1, March 2000.

BORUTZKY, W.; BARNARD, B.; e THOMA, J. **An Orifice Flow Model for Laminar and Turbulent Conditions.** Simulation Modeling Practice And Theory, Vol. 10, No. 3. 2002.

BOSCH. **Furadeira GBM 23-2 Professional.** Robert Bosch GmbH. 2009. Disponível em <http://www.bosch.com.br/br/ferramentas->

profissionais/produtos/perfuratriz/gdb-1600-we.asp. Acesso em 14 de Outubro de 2009.

BOSCH REXROTH. **Bosch Rexroth. The Drive & Control Company**. BOSCH REXROTH AG. 2011. Disponível em <http://www.boschrexroth.com/>. Acesso em 15 de Abril de 2011.

BRACE SHOP. **Jamar Hand Dynamometer**. Disponível em <http://www.braceshop.com/productcart/pc/Jamar-Hand-Dynamometer-693p1961.htm>. Acesso em 10 de Agosto de 2011.

BRASIL, Ministério do Desenvolvimento Agrário. **Mais Alimentos vende 30 mil tratores e dinamiza indústria**. Disponível em http://www.mda.gov.br/portal/noticias/item?item_id=4436679. Acesso em 14 de abril de 2011.

BRAVO, Rafael. **Modelagem e Análise de Válvulas-Cartucho**. Florianópolis: Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Santa Catarina, 2002.

CAPORRINO, Fábio Augusto; FALOPPA, Flávio; SANTOS, João Baptista Gomes; RÉSSIO, Cibele; SOARES, Fábio Henrique do Couto; NAKACHIMA, Luís Renato; SEGRE, Nicolau Granado. **Estudo Populacional da Força de Preensão Palmar com Dinamômetro Jamar®**. Rev Bras Ortop, número 2. 1998.

CHAPPLE, Peter J. **Principles of Hydraulic System Design - 1st Edition**. Oxford, UK: Coxmoor Publishing Company, 2003.

DALLA LANA, Eduardo. **Avaliação do Rendimento de bombas Hidráulicas de Engrenagens Externas Através da Medição de Temperatura**. Florianópolis: Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Santa Catarina, 2005.

DE NEGRI, Victor Juliano. Arquivo Pessoal, 2011.

DE NEGRI, Victor Juliano; KINCELER, Roberto; e SILVEIRA, Jonas. **Automação e Controle Experimental em Hidráulica e Pneumática**. Florianópolis: Curso de pós-graduação em engenharia mecânica - Universidade Federal de Santa Catarina, 1998.

DI RITO, Gianpietro. **Experiments and CFD Simulations for the Characterisation of the Orifice Flow in a Four-Way Servovalve**. International Journal of Fluid Power, Vol. 8, No. 2, August 2007.

DUPONT. **Upgrading Seal Performance with DuPont VITON fluoroelastomer**. Wilmington: E. I. Du Pont de Nemours & Co. (Inc.), 19XX.

EXXONMOBIL. **Mobil DTE 20 Series Product Data Sheet**. 2001.

FARGNOLI, Mario; ROVIDA, Edoardo; e TROISI, Riccardo. **The Morphological Matrix: Tool for the Development of Innovative Design Solutions**. ICAD, 2006.

FITCH, E. C. **Fluid Contamination Control**. Stillwater, OK: FES nc., 1988.

FURST, Fernando Luiz. **Sistematização do Projeto Preliminar de Circuitos Hidráulicos com Controle de Posição**. Florianópolis: Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Santa Catarina, 2001.

GOODYEAR. **Catálogo TR8**. GOODYEAR Engineered Products. 2011. Disponível em <http://www.goodyear.com.br/productsdetail.aspx?id=1922>. Acesso em 17 de fevereiro de 2011.

IIDA, Itiro. **Ergonomia – Projeto e Produção 2ª edição revista e ampliada**. São Paulo, Editora Edgard Blücher LTDA, 2005

IMAGINE®. **Hydraulic Component Design Library**. Roanne, France, 2004.

JOHN DEERE. **Especificações Técnicas dos Tratores John Deere 5603 (4x2 e 4x4)**. JOHN DEERE. 2010. Disponível em http://www.deere.com.br/pt_BR/ag/products/new-equipment/specs/5603.html. Acesso em 10 de Maio de 2010.

LINSINGEN, Irlan von. **Fundamentos de Sistemas Hidráulicos - 3ª edição revisada**. Florianópolis: Editora da UFSC, 2008.

MASSEY FERGUSON. **Especificações MF 275F**. MASSEY FERGUSON. 2009. Disponível em http://www.massey.com.br/portugues/especificacoes/espec_00000374.pdf. Acesso em 14 de Novembro de 2009.

MASSEY FERGUSON. **Revista Campo Aberto - Aproveite todas as vantagens do Sistema Hidráulico Ferguson**. MASSEY FERGUSON, 2004.

MATOS FILHO, Laudelino Vieira de. **Reprojeto de Equipamentos Mecatrônicos com Base na Confiabilidade de Sistemas**. Florianópolis: Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Santa Catarina, 2007.

MELO FILHO, Leonel Del Rey de; e CHENG, Lin Chih. **QFD na garantia da qualidade do produto durante seu desenvolvimento: caso em uma empresa de materiais**. Vol. 17. 2007.

MERRITT, Herbert E. **Hydraulic Control Systems**. New York: John Wiley and Sons, Inc., 1967.

NEW HOLLAND. **NEW HOLLAND TL Exitus**. NEW HOLLAND. 2010. Disponível em <http://agriculture.newholland.com/br/pt/Products/Tractors/TLEXITUS/PublishingImages/Trator%20TL%20Exitus.pdf>. Acesso em 10 de Maio de 2010.

OGLIARI, André. **Projeto Conceitual**. Florianópolis: Notas de aula - Curso de Pós Graduação em Engenharia Mecânica - UFSC, 2009.

PARKER. **Catálogo de O-rings 5700 BR**. São Paulo: Parker Hannifin Ind. Com. LTDA., 1997.

PARKER. **Gaxetas para Hastes e Pistões série 8400 e 8500 Raspadores para Hastes série 8600**. São Paulo: Parker Hannifin Ind. Com. LTDA., 2006.

PARKER. **The Handbook of Hydraulic Filtration**. Parker Hinnifin. 20XX.

PROVENZA, Francesco. **Projetista de Máquinas**. São Paulo: Editora F. Provenza, 1986.

RACINE HIDRÁULICA. **Manual de Hidráulica Básica**. Porto Alegre: Racine Hidráulica Ltda - 3ª Edição, 1981.

RETZLAFF, Luciano. **Estruturação e Análise Teórico-Experimental de Sistema Hidráulico Load Sensing para Aplicação Móvil**. Florianópolis: Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Santa Catarina, 2007.

RETZLAFF, Luciano; FERRONATTO, Desyel; BELAN, Henri Carlo; PACHECO, Matheus Ibagy; DE NEGRI, Victor Juliano; e SOARES, João Marcos. **Performance of Distributing Valves in Hydroelectric Speed Governors: Analysis of the Influence of the Internal Geometry**. The 8th Latin-American Congress on Electricity Generation and Transmission - CLAGTEE 2009, 2009.

RETZLAFF, Luciano, DALLA LANA, Eduardo; TUSCO, Henrique; COSTA, João Gabriel; e DE NEGRI, Victor Juliano. **Desenvolvimento de sensor hidráulico de velocidade para turbinas hidráulicas (SHV)**. Florianópolis: LASHIP, 2008.

REVISTA RURAL. **Campo & Motor - Os "fusquinhas" do campo**. Revista Rural. Setembro de 2001. Disponível em http://www.revistarural.com.br/Edicoes/2001/Artigos/rev45_campo_motor1.htm. Acesso em 14 de Abril de 2011.

ROMANO, Leonardo Nabaes. **Modelo de Referência para o Processo de Desenvolvimento de Máquinas Agrícolas**. Florianópolis: Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Santa Catarina, 2003.

SAKURADA, Eduardo Yuji. **As Técnicas de Análise dos Modos de Falhas e seus Efeitos e Análise da Árvore de Falhas no Desenvolvimento e na Avaliação de Produtos**. Florianópolis: Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Santa Catarina, 2001.

SANTOS, Manoel de Queiroz Cordova. **Sistematização para Aplicar o Projeto de Experimentos na Melhoria da Confiabilidade de Produ-**

tos. Florianópolis: Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Santa Catarina, 2001.

SCHULZ. SFF 12 - **Furadeira reversível 1/2.** SCHULZ S/A. 2004. Disponível em <http://www.schulz.com.br/produtos/produto.php?cdproduto=262>. Acesso em 14 de Outubro de 2009.

SILVA, Jonny Carlos da, e NASCIMENTO, Julio C.. **Modelagem e Simulação Dinâmica AMESim - Ambiente para Protótipos Virtuais.** 2002. Disponível em http://www.keohps.com/download/modelagem_AMESim.pdf. Acesso em: 08 de Dezembro de 2010.

SOUZA, Alisson Dalsasso Corrêa de. **Aprimoramento e Caracterização do Comportamento Operacional de uma Válvula Rotativa Inercial.** Florianópolis: Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Santa Catarina, 2010.

SOUZA, Alisson Dalsasso Corrêa de. Desenvolvimento de um Sistema para **Posicionamento e Controle de Posicionadores Hidráulicos.** Florianópolis: Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Santa Catarina, 2005.

STANLEY. **STANLEY Hydraulic Tools.** 2010. Disponível em <http://www.stanleyhydraulics.ca/handheld/drills.shtml>. Acesso em 09 de Junho de 2010.

TANAKA, Y; SUZUKI, R; TOTTEN, G. E.; e BISHOP, R. J. **Operation and Typical Application Overview of the Use of Bubble Eliminators for Deaeration of Hydraulic and Turbine Oils.** Lubrification and Fluid Power Conference and EXPO, 2003.

VALDIERO, Antonio Carlos. **Controle de Robôs Hidráulicos com Compensação de Atrito.** Florianópolis: Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Santa Catarina, 2005.

VALTRA. **Especificações A750 Versão 4X2 / 4X4.** VALTRA. Abril de 2011. Disponível em <http://www.valtra.com.br/spec/LINHA%20LEVE%20-%20A750.pdf>. Acesso em 2 de Junho de 2011.

WIENS, Travis; BURTON, Richard; SCHOENAU, Greg; e RUAN, Jian. **Optimization and Experimental Verification of a Variable Ratio Flow Divider Valve**. International Journal of Fluid Power, Vol. 6, No. 3, November 2005.

WIKIMEDIA COMMONS. **Drill**. Disponível em <http://en.wikipedia.org/wiki/File:Drill004cropped.jpg>. Acesso em 13 de Setembro de 2011.

WU, Duqiang; SCHOENAU, Greg; BURTON, Richard; e BITNER, Doug. **Model and Experimental Validation of a Load Sensing System with a Critically Lapped Regulator Spool**. International Journal of Fluid Power, Vol. 6, No. 3, November 2005.

WU, Duqiang; BURTON, Richard; e SCHOENAU, Greg. **An Empirical Discharge Coefficient Model for Orifice Flow**. International Journal of Fluid Power, Vol. 3 No. 3, December 2002.

ZIMMERMANN, Marco Antonio. **Sistema Especialista Protótipo para Auxílio de Seleção de Bombas Hidrostáticas**. Florianópolis: Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Santa Catarina, 2003.

APÊNDICES

A. ENTREVISTA COM USUÁRIOS

A busca das necessidades dos usuários foram conduzidas a partir de entrevistas, reuniões e discussões com os entrevistados, estes relacionados de forma direta ou indireta com o equipamento desenvolvido. Nesta etapa a entrevista foi realizada com sete entrevistados, sendo estes:

- Paulo Roberto Schmitt – Engenheiro Mecânico – John Dere;
- Mateus Bordin – Consultor técnico de equipamentos agrícolas;
- Eduardo Dalla Lana – Engenheiro de Desenvolvimento de Produtos – Medal;
- Wanilson Carrafa – Engenheiro Mecânico;
- Armando Corrêa Pacheco – Engenheiro Agrônomo;
- Magson Luis Zanette – Engenheiro de Manutenção e confiabilidade;
- Geraldo Darci Schmitt – Mecânico de equipamentos agrícolas.

Os tópicos discutidos com os usuários estão apresentados em seguida, sendo que o primeiro tópico trata-se do de maior importância e em que com a discussão obteve-se a maioria das necessidades dos usuários.

1) Necessidade da utilização de um motor ou furadeira no trabalho no campo.

2) Disponibilidade de tratores que possuem acoplados a ele uma unidade de potência hidráulica.

3) Caso possua um trator, ou trabalhe nesta área, é realizada a manutenção do sistema hidráulico e controlada a qualidade do fluido do sistema hidráulico, como o grau de contaminação ou a temperatura de trabalho?

4) Que tipo de manutenção é realizada? (exemplos: Troca do fluido, verificação de contaminantes no fluido, troca/limpeza de filtros, troca de vedações..)

5) Com qual frequência esta manutenção é realizada?

6) Utiliza-se outros implementos conectados ao sistema hidráulico? Como é realizada esta conexão?

7) O sistema hidráulico em tratores é indispensável nos dias atuais? É um sistema simples e fácil de se usar?

8) A utilização de módulos em um motor hidráulico.

B. BANCADA DE ENSAIOS

Para a realização dos experimentos, foi necessário o desenvolvimento de uma bancada de testes que simulasse o comportamento de um sistema hidráulico móbil similar a de um trator. Desta forma, utilizando-se dos recursos disponíveis no LASHIP e a partir da bancada previamente desenvolvida por Retzlaff (2007) foi montada uma bancada hidráulica com uma bomba de deslocamento fixo, com um deslocamento volumétrico de 38 cm³/rot (aproximadamente 67,4 L/min na configuração adotada) junto a um bloco de comando SB23, operando um sistema com sensibilidade de carga (*load sensing*). Este sistema minimiza as perdas energéticas através do uso de uma válvula compensadora de pressão (VCP) de dupla pilotagem.

O bloco SB23 funciona da seguinte forma: Uma linha de pilotagem vinda da válvula direcional transmite o sinal de pressão de carga até a válvula compensadora, pilotando o carretel do mesmo sentido da força de ação da mola. De modo análogo, a outra linha de pilotagem conecta-se a linha de suprimento, pilotando o carretel em sentido oposto a 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 da VCP permanece ligada para o retorno, movimentando o carretel da mesma devido à ação de outra pilotagem ligada a linha de suprimento. Assim, cria-se uma ligação direta (*by-pass*) entre as linhas de suprimento e retorno, reduzindo a pressão na linha de suprimento.

Quando a válvula direcional é acionada, o carretel da VCP é pilotado pela pressão de carga do circuito de atuação. Assim, a pressão da linha de suprimento aumenta e pilota o carretel da VCP no sentido oposto até que ocorra um equilíbrio das forças de pilotagem. Portanto, a diferença de pressões entre as linhas de suprimento e de carga, que ocorre da perda de carga da VCP, corresponde ao pré-ajuste de carga da mola.

Os sistemas *load sensing* são muito eficientes para condições com apenas uma fonte de carga, porém quando existem múltiplas fontes de carga, a VCP é ajustada para a condição de maior carga, resultando em uma eficiência menor do conjunto. Outro problema que pode ocorrer é a possibilidade de instabilidade através da linha de realimentação de pressão (linha sensora de carga), que se pode utilizar para minimizar este problema filtros de sinais hidráulicos, tais como orifícios, acumuladores

e válvulas de retenção, porém eles reduzem a resposta dinâmica do sistema.

A faixa de temperatura do fluido durante a realização dos experimentos manteve-se em $40\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 5\text{ }^{\circ}\text{C}$, sendo seleccionada esta temperatura para que apresente uma viscosidade determinada, além desta temperatura atender os requisitos da bomba de engrenagens de deslocamento fixo (BOSCH REXROTH, 2011). 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 $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ e viscosidade cinemática de $46 \times 10^{-6}\text{ m}^2/\text{s}$ a $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Estes parâmetros foram extraídos do catálogo do fabricante (EXXONMOBIL, 2001). Na Figura B.1 apresenta-se este sistema e na Tabela B.1 seus componentes.

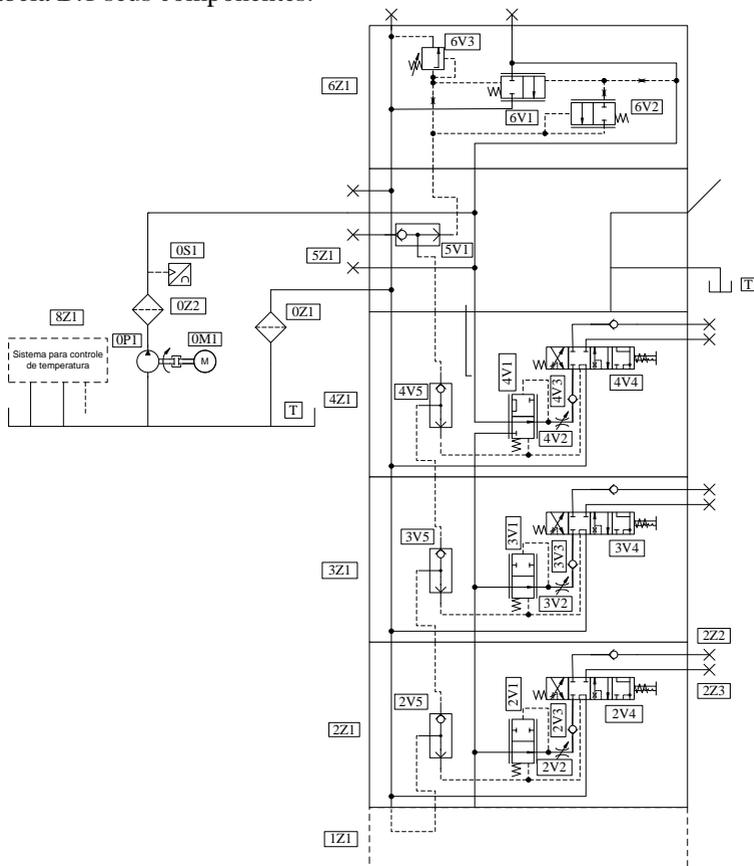


Figura B.1: Sistema hidráulico da unidade de potência e controle (Adaptado de RETZLAFF, 2007).

Tabela B.1: Componentes do sistema hidráulico.

Descrição	Código do componente
Bomba de engrenagens externas Bosch Rexroth AZPZ-11-038RAC07MB – deslocamento volumétrico de 38 cm ³ /rot	0P1
Motor elétrico trifásico IP55 W21, potência 60 cv, 1775 r/min, marca WEG	0M1
Filtro, marca HDA	0Z2
Transmissor de pressão, marca HBM, modelo P15RVA1, faixa de medição de 0 a 200 bar, incerteza de medição de $\pm 1\%$.	0S1
Válvula lógica “ou”	2V5, 3V5, 4V5, 5V1
Válvula compensadora de pressão de 3 vias	4V1
Válvula compensadora de pressão de 2 vias	2V1, 3V1
Válvula direcional de 5 vias e 4 posições	2V4, 3V4, 4V4
Válvula reguladora de vazão	2V2, 3V2, 4V2
Válvula de retenção	2V3, 3V3, 4V3
Conexão com a furadeira hidráulica	2Z2, 2Z3
Reservatório	T
Filtro de retorno, marca HDA	0Z1
Bloco de sustentação	5Z1
Fatia prioritária	4Z1
Fatia	2Z1, 3Z1
Placa de fechamento com válvula compensadora de pressão	6Z1
Placa de fechamento	1Z1
Sistema para controle de temperatura	8Z1

O bloco SB23 possui como componentes uma placa com uma válvula compensadora de pressão (6Z1) e três fatias de controle (2Z1, 3Z1 e 4Z1), sendo uma delas prioritária (4Z1). A placa com a válvula compensadora de pressão, junto com as válvulas compensadoras de pressão, mantém o sistema operando na pressão mínima necessária, regulada de acordo com o requerido pela carga conectada nas fatias. A fatia prioritária mantém a vazão e pressão constante em sua porta de carga independente das outras fatias, ou seja, caso haja um atuador nesta porta que

utilize da máxima capacidade da unidade, ele será atendido, não importando se outra fatia esteja também ativada.

Um dos motivos para a escolha deste sistema é que ele permite controlar a vazão em suas portas de controle através de válvula reguladora de vazão encontrada em suas fatias, permitindo deste modo realizar os ensaios sob diversas condições de vazão na furadeira hidráulica, de modo a simular outros tipos de unidades, inclusive as de centro aberto.

B.1 Bancada de testes

Os primeiros ensaios realizados nesta bancada de testes foram no modelo original da furadeira hidráulica enviada pela MEDAL. Os objetivos principais destes ensaios foram a validação do modelo teórico realizado em AMESim, assim como a verificação do funcionamento da furadeira. Na Figura B.2 apresenta-se o circuito hidráulico da bancada de testes do modelo original da furadeira hidráulica.

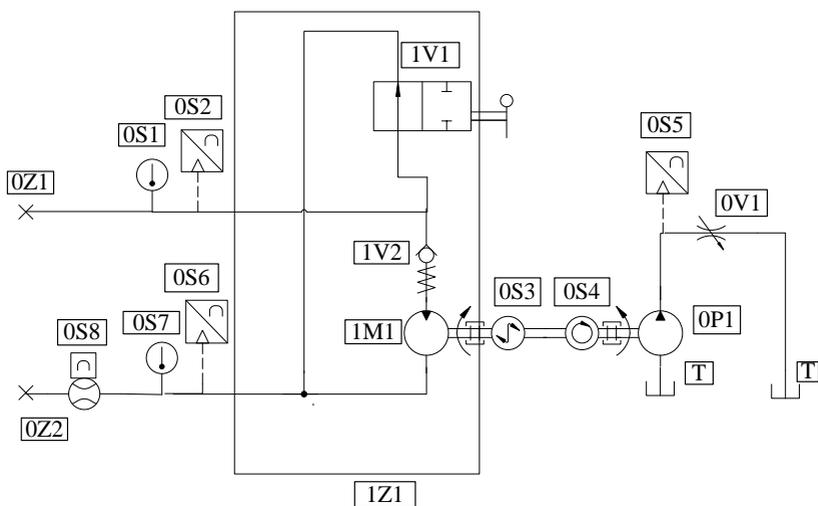


Figura B.2: Sistema hidráulico da bancada de testes do modelo original da furadeira hidráulica.

Já na Figura B.3 apresenta-se a bancada de testes do protótipo construído, no qual se percebe a inclusão de uma célula de carga e de um transdutor de posição no carretel da válvula de controle, assim como a colocação de mais três transdutores de pressão no interior desta mesma

válvula. Na Tabela B. 2 apresentam- se os componentes utilizados em ambas bancadas.

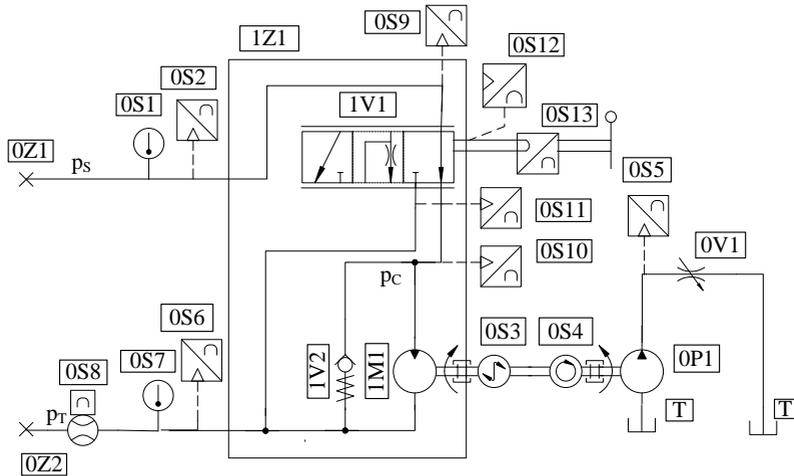


Figura B.3: Bancada de ensaios do protótipo.

Tabela B. 2: Componentes utilizados nos ensaios das furadeiras.

Descrição	Código do componente
Conexão com a linha de suprimento da unidade hidráulica	OZ1
Conexão com a linha de retorno da unidade hidráulica	OZ2
Bomba hidráulica	0P1
Válvula de orifício	0V1
Reservatório	T
Termopar tipo J	OS1, OS7
Transmissor de pressão, marca HBM, modelo P15RVA1, faixa de medição de 0 a 200 bar, incerteza de medição de $\pm 1\%$.	OS2, OS5, OS6
Transdutor de torque HBM/T32FNA	OS3
Transdutor de rotação HBM/T32FNA	OS4
Transdutor de vazão WEBTEC CT60	OS8
Transmissor de pressão, marca HBM, modelo P2VA1, faixa de medição de 0 a 200 bar, incerteza de medição de $\pm 0,3\%$.	OS5, OS9, OS10, OS11
Transdutor de posição BALLUFF/BTL5-A11 M0 200 P-S32	OS12

Célula de carga HBM/S2/200N	0S13
Válvula de controle	1V1
Válvula de retenção/Válvula de alívio	1V2
Motor hidráulico	1M1
Furadeira hidráulica	1Z1

B.1.1 Medição de pressão

Para os ensaios do modelo original, mede-se a pressão nas linhas de suprimento do bloco de controle, e nas linhas “ p_s ” e “ p_T ” após o bloco de controle, no qual a linha “ p_s ” trata-se da linha de suprimento da furadeira e a linha “ p_T ” é a linha de retorno. Para a medição nestes pontos utiliza-se de um transdutor de pressão HBM modelo P15RVA, com faixa de medição de 0 a 200 bar e sinal de saída proporcional a pressão de 0 a 10 V. A sua incerteza é de 1% do Valor de Fundo de Escala (VFE).

Já no protótipo desenvolvido, adicionam-se mais três transdutores de pressão localizados em seu bloco. Um deles realiza a medição na câmara de suprimento da válvula, enquanto outro mede na linha de retorno e transdutor restante mede a pressão na linha de carga (linha do motor hidráulico). Os transdutores utilizados são HBM, modelo P2VA1, com faixa de medição de 0 a 200 bar, sinal de saída de 0,5 a 10 V e possuem incerteza de 0,3% VFE.

Todos os transdutores de pressão são alimentados por uma fonte de 24Vcc, e seus sinais são adquiridos pela placa de aquisição de sinais modelo AQ-USB.

B.1.2 Medição de torque e rotação

O torque e rotação são obtidos com o uso do transmissor de torque e rotação T32FNA, fabricado pela HBM e instalado entre a furadeira hidráulica e a bomba hidráulica utilizada como uma fonte de carga. Este transmissor possui capacidades máximas de 200 Nm para torque e 20.000 r/min, associado a uma incerteza de 0,2% VFE. O condicionamento dos sinais enviados pelo transmissor realiza-se a partir de um módulo MGCPlus AB12, também da HBM, no qual se faz também a calibragem do transmissor e retransmite o sinal condicionado para a AQ-USB. A Figura B. 4 apresenta o transmissor de torque e rotação e a MGCPlus.



Figura B. 4: Transmissor de torque e rotação e sistema de condicionamento de sinal.

B.1.3 Medição de Vazão Volumétrica

A medição de vazão volumétrica é realizada na linha da saída da furadeira hidráulica, entre a furadeira hidráulica e o bloco de controle SB23. O transdutor utilizado para esta medição é o modelo CT 60 (Figura B. 5), fabricado pela WEBTEC PRODUCTS LIMITED, com funcionamento tipo turbina axial. Ele possui uma faixa de medição entre 0 e 60 L/min, emitindo um sinal proporcional a sua vazão entre 0 e 5V e possui calibração de fábrica declarada de 1% do Valor Medido (VM), para a faixa entre 3 e 60 L/min. A aquisição do sinal de vazão é realizada através de uma placa da AQX, e o tratamento e registro do sinal é obtido por uma programação em MATLAB.



Figura B. 5: Transdutor de Vazão.

B.1.4 Medição da posição

No modelo original, pelas dificuldades de posicionamento do carretel assim como as forças grandes existentes para o acionamento, não fora realizada a medição da posição, sendo os ensaios realizados apenas na posição totalmente aberta ou totalmente fechada. No protótipo desenvolvido, fabricou-se um dispositivo para a fixação tanto da célula de carga como do transdutor de posição. Assim, neste dispositivo é anexado o transdutor de posição marca BALLUFF, modelo BTL5-A11 M0 200 P-S32, que possui uma faixa de medição de 0 a 200 mm e uma incerteza de 100 μm . O sinal enviado para a placa de aquisição de sinais AQ-USB é de 0-10 V.

B.1.5 Medição da Força

A força no carretel tem origem nas pressões que atuam nas paredes do carretel assim como a força decorrente do escoamento do fluido através do orifício. A medição destas forças é feita utilizando-se de uma célula de carga acoplada entre o carretel e um batente, conforme apresentado na Figura B. 6. A célula de carga utilizada é uma HBM S2/200N, com capacidade de medição de -200 à 200N e possui uma incerteza de 0,2% VFE. Como se trata de um transmissor, possui sensibilidade de 2 Mv/V, sendo assim ligado a um amplificador/condicionador de sinais HBM MGCPlus, este condicionando o sinal e retransmitindo para a AQ-USB.

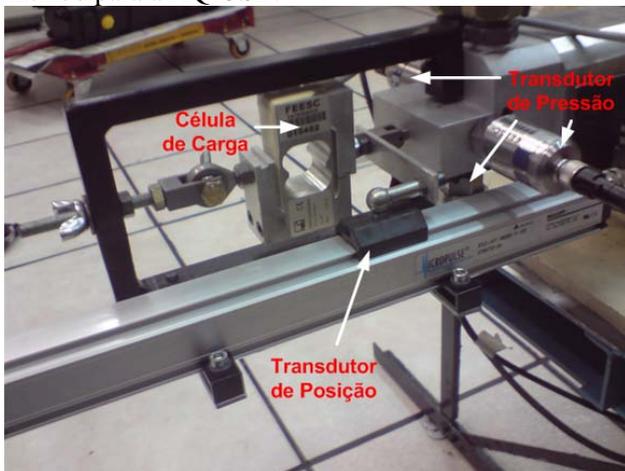


Figura B. 6: Transdutores de pressão, posição e força.

B.1.6 Sistema de aquisição de dados utilizado

Para aquisição dos sinais, utiliza-se da placa de aquisição AQ-USB Resolution 4350, fabricado pela AQX Instrumentos LTDA, apresentada na Figura B.7. Esta placa de aquisição possui 16 canais analógicos de entrada ($\pm 1V$ ou $\pm 10V$), 8 canais analógicos de saída, conversor A/D-D/A de 16 bits e 32 canais digitais para entrada ou saída e amostragem máxima de 10 Ksamples/s para todas as entradas.



Figura B.7: Placa de aquisição de sinais AQ-USB Resolution 4350.

Esta placa de aquisição trabalha em conjunto com o MATLAB, no qual se utiliza este para o monitoramento e registro dos sinais, através do modelo mostrado na Figura B.8. Neste modelo, os sinais inicialmente são condicionados por um filtro passa-baixa de primeira ordem, com frequência de corte de 100 rad/s, e posteriormente são adicionados os ganhos lineares e angulares para cada caso de modo que a saída esteja já na unidade de trabalho.

Já na Tabela B.3 estão apresentados dados sobre os transdutores utilizados.

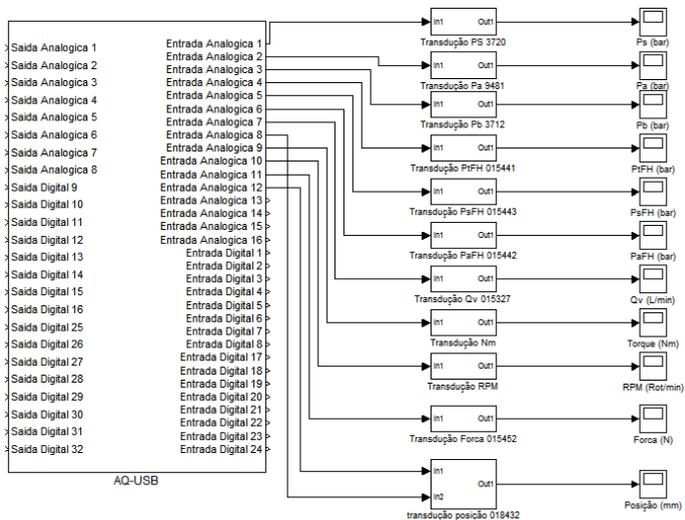


Figura B.8: Modelo utilizado para monitoramento dos sinais.

Tabela B.3: Instrumentos utilizados na bancada de ensaios do protótipo.

Posição	Marca/Modelo	Faixa de medição	Incerteza
p_s SH	HBM/P15RVA	0-200 bar	1% VFE
p_s	HBM/P15RVA	0-200 bar	1% VFE
p_T	HBM/P15RVA	0-200 bar	1% VFE
p_s FH	HBM/P2VA1	0-200 bar	0,3% VFE
p_C FH	HBM/P2VA1	0-200 bar	0,3% VFE
p_T FH	HBM/P2VA1	0-200 bar	0,3% VFE
Posição	BALLUFF/ BTL5-A11 M0 200 P-S32	0-200 mm	0,05% VFE
Força	HBM/S2/200N	-200 à 200 N	0,05% VFE
Torque	HBM/T32FNA	200 Nm	0,2% VFE
Rotação	HBM/T32FNA	20000 r/min	0,2% VFE
Vazão	WEBTEC/CT 60	0-60 L/min	1% VM
Temperatura	Termopar tipo J	-210 à 750°C	$\pm 1^\circ\text{C}$

C. MODELO EM AMESIM

Neste Apêndice mostram-se os principais submodelos utilizados, assim como se apresenta as características utilizadas nas simulações em AMESim.

C.1 Submodelos

C.1.1 Fonte de vazão

Para todos os modelos desenvolvidos, utiliza-se de uma fonte de vazão (HFLOC-1) que representa a unidade hidráulica de potência.

C.1.2 Válvula de controle

Para representar um orifício de assento cônico utiliza-se do submodelo *brake1* (BAP042). Trata-se do modelo que atua diretamente na rotação do motor. O comprimento do cone trata-se da região “lc” e o diâmetro da região indicada como “dpop”. Percebe-se na Figura C.1 que o modelo utiliza como geometria de controle um orifício de assento cônico, em que tanto para o modelo original assim para os demais concebidos utiliza-se um ângulo de cone muito pequeno, de 6 graus a 10 graus, o que caracteriza uma abertura pequena em relação ao deslocamento do carretel.

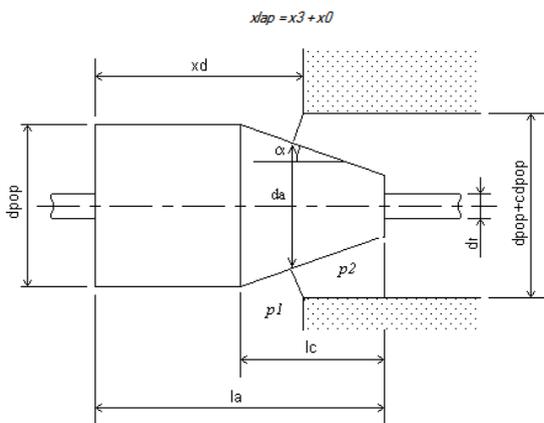


Figura C.1: Componente BAP042 (AMESim).

As forças que atuam neste elemento são o somatório da força de escoamento e das forças resultantes nas paredes, sendo que a porta de suprimento (P_S) atua na área compreendida entre o diâmetro do assento (d_a) e o diâmetro do canal ($d_{pop}+cdpop$). A pressão na via de retorno (P_T) atua na região entre “ d_a ” e o diâmetro da haste (d_r).

No modelo original e nas concepções I e II ainda existem os submodelos de pistão “BAP 11” e “BAP 12”, que atuam como uma força no pistão. Porém estes modelos não são aprofundados já que neste estudo preliminar não se busca um detalhamento das forças que atuam no carretel.

Na concepção II ainda tem-se uma balança de pressão, no qual se utiliza os submodelos de pistão (BAP12-2) e de pistão com mola (BAP016-1) para o equilíbrio das forças existentes neste, assim como os submodelos de carretel (BAO011-1) e de carretel com ranhuras (BAO001-1), em que nestes dois últimos realiza-se o controle da vazão. Já para a concepção III utiliza-se de um submodelo que representa um carretel deslizante (BAO012-1).

C.1.3 Válvula de retenção

Utiliza-se o submodelo Springcheckvalve (CV002) para o modelo original e para a concepção I. A pressão para a abertura da válvula de retenção define-se como a pressão mínima para manter fechada a linha do motor hidráulico quando o orifício da válvula de controle está totalmente aberto. Assim sendo, esta pressão de abertura está relacionada à diferença de pressão encontrada na válvula de controle. O valor utilizado de pressão de abertura é determinada experimentalmente, sendo de 25,83 bar.

C.1.4 Fluido utilizado

Na Tabela C.1 apresentam-se as características do fluido utilizado para todas as simulações realizadas. Elas são baseadas de acordo com os dados fornecidos no catálogo do óleo hidráulico Mobil DTE 25 (EXXONMOBIL, 2001) assim como informações obtidas em Linsingen (2008).

Tabela C.1: Características do fluido.

Parâmetros do fluido – FP04-1		
Massa específica	879	[kg/m ³]
Bulk modulus	14000	[bar]
Viscosidade absoluta	40	[cP]
Temperatura	40	[°C]
Nome do Fluido	DTE 25	[null]
Pressão de saturação (para ar/gás dissolvido)	0	[bar]
Ar/gás contido	0,2	%
Índice politrópico para conteúdo de ar/gás/vapor	1,2	null

C.1.5 Motor Hidráulico e deslocamento volumétrico

Na Figura C.2 observa-se o ícone do modelo de motor hidráulico utilizado na modelagem matemática. Este modelo representa o comportamento de um motor hidráulico de deslocamento fixo. Para os modelos que representam as concepções estudadas, são inseridos dados relativos ao rendimento volumétrico, sendo que as curvas de rendimento são obtidas experimentalmente e descritas na Seção 4.2.5 .

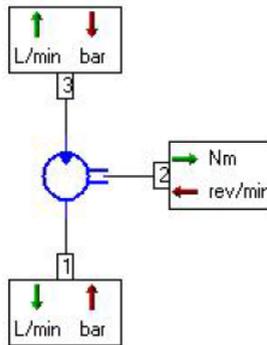


Figura C.2: Submodelo de motor hidráulico MO001C com rendimento volumétrico e com indicação das variáveis externas.

Na Figura C.3 observa-se o modelo que descreve o comportamento do motor hidráulico em relação a um torque. Utilizam-se dois conversores de sinais de pressão, sendo um montado na entrada e outro na saída do motor, os quais são usados para determinar o torque que deve ser aplicado no motor hidráulico. Caso a diferença entre as pressões de entrada e saída do motor for negativa significa que o torque de entrada

está atuando de forma que o motor trabalhe como uma bomba. Neste caso, o torque de entrada deve ser nulo, o que acontece no modelo.

O torque devido ao atrito mecânico e viscoso para este motor é desconsiderado neste modelo da carga, porém ele é indiretamente adicionado no modelo de orifícios apresentado na Seção 4.2.4

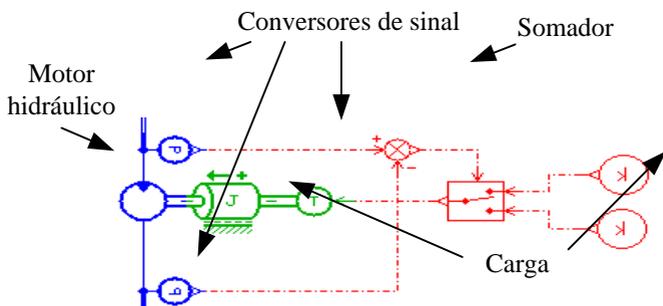


Figura C.3: Modelo do motor hidráulico e da carga.

C.2 Modelo original Idealizado

Na Figura C.4 apresenta-se o modelo original idealizado com a indicação dos blocos com os parâmetros modificados em relação aos parâmetros padrão do *software*. Na Tabela C.2 tem-se os parâmetros modificados.

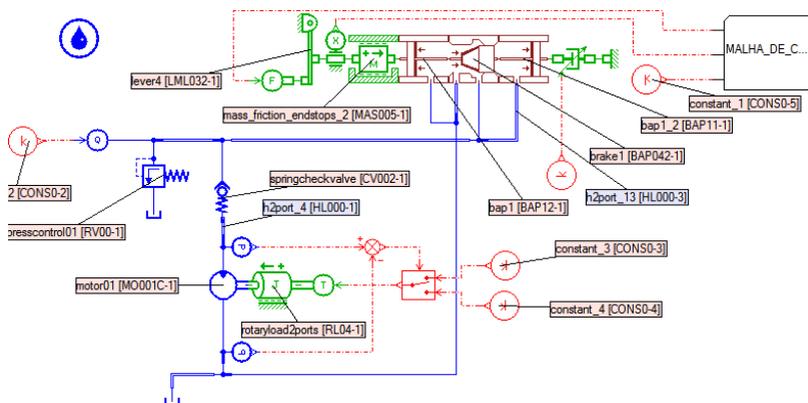


Figura C.4: Modelo original idealizado.

Tabela C.2: Parâmetros modificados do modelo original idealizado.

Parâmetros	Valor	Unidade
BAP12-1		
Diâmetro do pistão	16	mm
Diâmetro da haste	10	mm
BAP11-1		
Diâmetro do pistão	17	mm
Diâmetro da haste	16	mm
BAP042-1		
Diâmetro do assento	16	mm
Comprimento do cone	9	mm
Diâmetro da haste	10	mm
Meio ângulo do cone	3	graus
Abertura correspondente a um deslocamento nulo (underlap)	8	mm
CONS0-2		
Sinal Constante (para a fonte de vazão)	10,21; 19,95; 30,2; 40; 50,1	null
CONS0-3		
Sinal Constante (torque no eixo)	-1,5 à -5,5	null
CONS0-4		
Sinal Constante (eixo sem carga)	0	null
CONS0-5		
Sinal Constante (posição)	-10 a 0	mm
LML032-1		
Distância da porta 1 para o pivô	1	m
MAS005-1		
Deslocamento da porta 1	-0,01	m
massa	0,05	kg
Deslocamento mínimo	-0,01	m
Deslocamento máximo	0	m
MO001C-1		
Deslocamento volumétrico do motor	13,537	cm ³ /rev
RV00-1		
Pressão de abertura da válvula de alívio	200	bar
RL04-1		
Momento de inércia	0,0005	kg*m ²
Coefficiente de atrito viscoso	3e-07	Nm/(rev/min)

HL000-1; HL000-3		
Diâmetro do tubo	8	mm
Comprimento do tubo	0,05	m

C.3 Modelo adaptado

Assim como no caso anterior, na Figura C.5 apresenta-se o modelo em AMESim da furadeira original e na Tabela C.3 os parâmetros modificados.

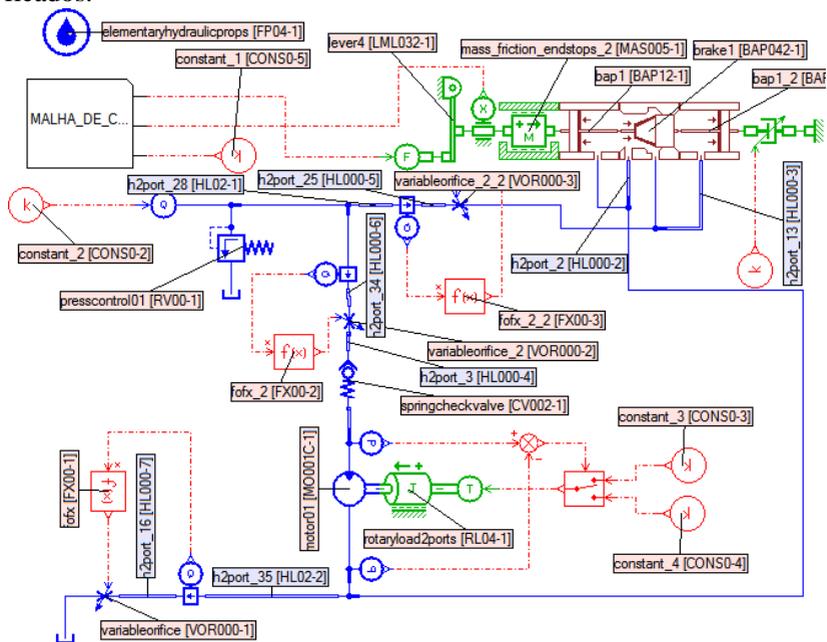


Figura C.5: Modelo em AMESim da furadeira original adaptada.

Tabela C.3: Parâmetros modificados para o modelo da furadeira original adaptada.

Parâmetros	Valor	Unidade
BAP12-1		
Diâmetro do pistão	16	mm
Diâmetro da haste	10	mm
BAP11-1		
Diâmetro do pistão	17	mm
Diâmetro da haste	16	mm

BAP042-1		
Diâmetro do assento	16	mm
Comprimento do cone	9	mm
Diâmetro da haste	10	mm
Meio ângulo do cone	3	graus
Abertura correspondente a um deslocamento nulo (underlap)	17	mm
Coefficiente de forças de escoamento	1	null
CONSO-2		
Sinal Constante (para a fonte de vazão)	10 a 50	null
CONSO-3		
Sinal Constante (torque no eixo)	-1,5 à -5,5	null
CONSO-4		
Sinal Constante (eixo sem carga)	0	null
CONSO-5		
Sinal Constante (posição)	-10 a 0	mm
FX00-1		
Equação da área do orifício para determinação da perda de carga na linha de retorno	$(0,7873*x^3 - 11,91*x^2 + 6192,7*x + 28632)*1e-4$	
FX00-2		
Equação da área do orifício para determinação da perda de carga na linha do motor	$(0,0685*x^4 - 11,213*x^3 + 543,49*x^2 - 6508,1*x + 100991)*1e-4$	
FX00-3		
Equação da área do orifício para determinação da perda de carga na linha da válvula	$(0,7873*x^3 - 114,91*x^2 + 6192,7*x + 28632)*1e-4$	
LML032-1		
Distância da porta 1 para o pivô	1	m
MAS005-1		
Deslocamento da porta 1	-0,01	m
massa	0,05	kg
Deslocamento mínimo	-0,01	m
Deslocamento máximo	0	m
MO001C-1		
Deslocamento volumétrico do motor	13,537	cm ³ /rev
Eficiência volumétrica	0,93	null

RV00-1		
Pressão de abertura da válvula de alívio	200	bar
RL04-1		
Momento de inércia	0,0005	kg*m ²
Coefficiente de atrito viscoso	3e-07	Nm/(rev/min)
CV002-1		
Pressão de abertura da válvula de retenção	25,83	bar
VOR000-1		
Máximo valor de sinal	14,944	null
Diâmetro do orifício para abertura máxima	4,362	mm
VOR000-2		
Máximo valor de sinal	16,778	null
Diâmetro do orifício para abertura máxima	4,623	mm
VOR000-3		
Máximo valor de sinal	25,793	null
Diâmetro do orifício para abertura máxima	5,7307	mm
HL000-1; HL000-2; HL000-3; HL000-5; HL02-2		
Diâmetro do tubo	8	mm
Comprimento do tubo	0,05	m
HL000-4; HL000-6; HL000-7; HL000-8; HL02-1; HL02-3		
Diâmetro do tubo	8	mm
Comprimento do tubo	0,025	m

C.4 Modelo em AMESim para a concepção I

Na Figura C.6 apresenta-se o modelo em Amesim da concepção I e na Tabela C.4 os parâmetros modificados.

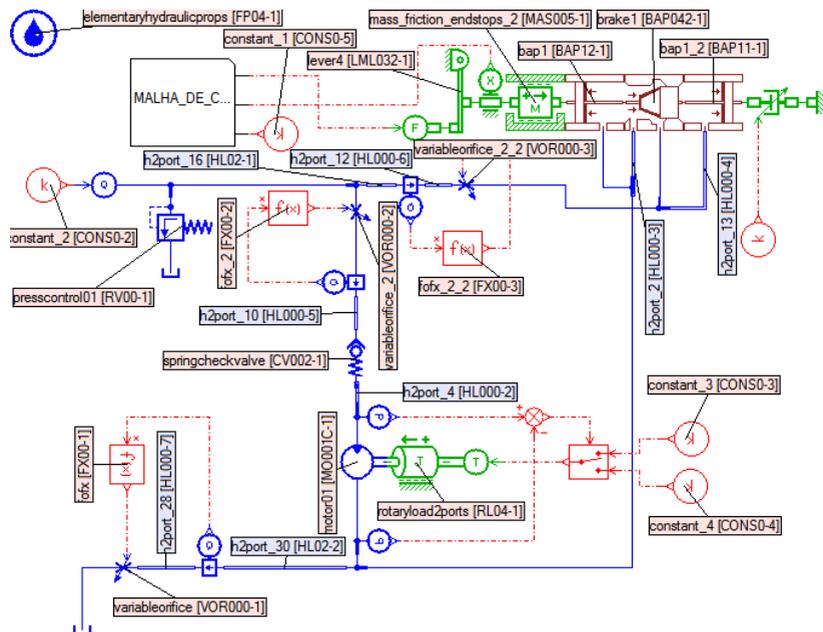


Figura C.6: Modelo em AMESim da concepção I.

Tabela C.4: Parâmetros modificados para a concepção I.

Parâmetros	Valor	Unidade
BAP12-1		
Diâmetro do pistão	16	mm
Diâmetro da haste	10	mm
BAP11-1		
Diâmetro do pistão	17	mm
Diâmetro da haste	16	mm
BAP042-1		
Diâmetro do assento	16	mm
Comprimento do cone	8	mm
Diâmetro da haste	10	mm

Meio ângulo do cone	3	graus
Abertura correspondente a um deslocamento nulo (underlap)	17	mm
Folga no diâmetro do cone	0,002	mm
CONS0-2		
Sinal Constante (para a fonte de vazão)	10 à 50	null
CONS0-3		
Sinal Constante (torque no eixo)	-1,5 à -5,5	null
CONS0-4		
Sinal Constante (eixo sem carga)	0	null
CONS0-5		
Sinal Constante (posição)	-10 à 0	mm
FX00-1		
Equação da área do orifício para determinação da perda de carga na linha de retorno	$(0,7873*x^3 - 11,91*x^2 + 6192,7*x + 28632)*1e-4$	
FX00-2		
Equação da área do orifício para determinação da perda de carga na linha do motor	$(0,0685*x^4 - 11,213*x^3 + 543,49*x^2 - 6508,1*x + 100991)*1e-4$	
FX00-3		
Equação da área do orifício para determinação da perda de carga na linha da válvula	$(0,7873*x^3 - 114,91*x^2 + 6192,7*x + 28632)*1e-4$	
LML032-1		
Distância da porta 1 para o pivô	1	m
MAS005-1		
Deslocamento da porta 1	-0,01	m
massa	0,05	kg
Deslocamento mínimo	-0,01	m
Deslocamento máximo	0	m
MO001C-1		
Deslocamento volumétrico do motor	13,537	cm ³ /rev
Eficiência volumétrica	0,93	null
RV00-1		
Pressão de abertura da válvula de alívio	200	bar
RL04-1		

Momento de inércia	0,0005	kg*m ²
Coefficiente de atrito viscoso	3e-07	Nm/(rev/min)
CV002-1		
Pressão de abertura da válvula de retenção	12	bar
VOR000-1		
Máximo valor de sinal	14,944	null
Diâmetro do orifício para abertura máxima	4,362	mm
VOR000-2		
Máximo valor de sinal	16,778	null
Diâmetro do orifício para abertura máxima	4,623	mm
VOR000-3		
Máximo valor de sinal	25,793	null
Diâmetro do orifício para abertura máxima	5,7307	mm
HL000-1; HL000-2; HL000-3; HL000-5; HL02-2		
Diâmetro do tubo	8	mm
Comprimento do tubo	0,05	m
HL000-4; HL000-6; HL000-7; HL000-8; HL02-1; HL02-3		
Diâmetro do tubo	8	mm
Comprimento do tubo	0,025	m

C.5 Modelo em AMESim para a concepção II

Na Figura C.7 apresenta-se o modelo em AMESim da concepção II e na Tabela C.5 os parâmetros modificados.

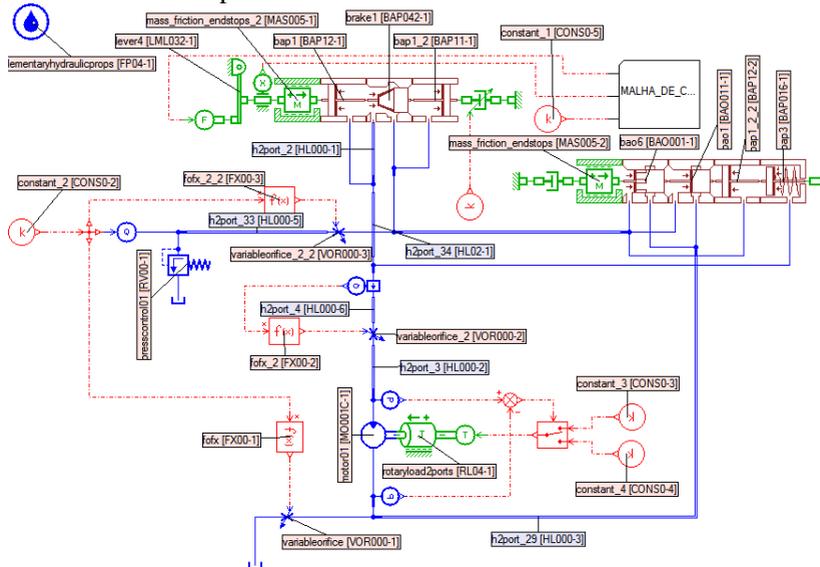


Figura C.7: Modelo em AMESim para a concepção II

Tabela C.5: Parâmetros modificados para a concepção II.

Parâmetros	Valor	Unidade
BAO011-1		
Diâmetro da haste	0	mm
Abertura correspondente a um deslocamento nulo (underlap)	-2	mm
Abertura correspondente a máxima área (underlap)	0	mm
Coefficiente de força de escoamento	1	null
BAO001-1		
Diâmetro da haste	0	mm
Largura do slot	1,8	mm
Abertura correspondente a máxima área (underlap)	2	mm
Coefficiente de força de escoamento	1	null
Número de slots	4	null

BAP12-2		
Diâmetro da haste	0	mm
BAP016-1		
Diâmetro da haste	0	Mm
Coefficiente da mola	5	N/mm
Força da mola na posição inicial	25	N
Comprimento da câmara na posição inicial	-4	mm
MAS005-2		
Massa	0,05	Kg
Limite inferior de posição	0	m
Limite superior de posição	0,004	m
BAP12-1		
Diâmetro do pistão	16	mm
Diâmetro da haste	10	mm
BAP11-1		
Diâmetro do pistão	17	mm
Diâmetro da haste	16	mm
BAP042-1		
Diâmetro do assento	16	mm
Comprimento do cone	8	mm
Diâmetro da haste	10	mm
Meio ângulo do cone	3	graus
Abertura correspondente a um deslocamento nulo (underlap)	17	mm
Folga no diâmetro do cone	0,002	mm
CONS0-2		
Sinal Constante (para a fonte de vazão)	10 à 50	null
CONS0-3		
Sinal Constante (torque no eixo)	-1,5 à -5,5	null
CONS0-4		
Sinal Constante (eixo sem carga)	0	null
CONS0-5		
Sinal Constante (posição)	-10 à 0	mm
FX00-1		
Equação da área do orifício para determinação da perda de carga na linha de retorno	$(0,7873*x^3 - 11,91*x^2 + 6192,7*x + 28632)*1e-4$	

FX00-2		
Equação da área do orifício para determinação da perda de carga na linha do motor	$(0,0685*x^4 - 11,213*x^3 + 543,49*x^2 - 6508,1*x + 100991)*1e-4$	
FX00-3		
Equação da área do orifício para determinação da perda de carga na linha da válvula	$(0.7873*x^3 - 114.91*x^2 + 6192.7*x + 28632)*1e-4$	
LML032-1		
Distância da porta 1 para o pivô	1	m
MAS005-1		
Deslocamento da porta 1	-0,01	m
massa	0,05	kg
Deslocamento mínimo	-0,01	m
Deslocamento máximo	0	m
MO001C-1		
Deslocamento volumétrico do motor	13,537	cm ³ /rev
Eficiência volumétrica	0,93	null
RV00-1		
Pressão de abertura da válvula de alívio	200	bar
RL04-1		
Momento de inércia	0,0005	kg*m ²
Coefficiente de atrito viscoso	3e-07	Nm/(rev/min)
VOR000-1		
Máximo valor de sinal	14,944	null
Diâmetro do orifício para abertura máxima	4,362	mm
VOR000-2		
Máximo valor de sinal	16,778	null
Diâmetro do orifício para abertura máxima	4,623	mm
VOR000-3		
Máximo valor de sinal	25,793	null
Diâmetro do orifício para abertura máxima	5,7307	mm
HL000-1; HL000-2; HL000-3; HL000-4; HL000-5; HL02-1; HL02-2		
Diâmetro do tubo	8	mm
Comprimento do tubo	0,05	m

C.6 Modelo em AMESim para a concepção III

Na Figura C.8 apresenta-se o modelo em Amesim da concepção II e na Tabela C.6 os parâmetros modificados.

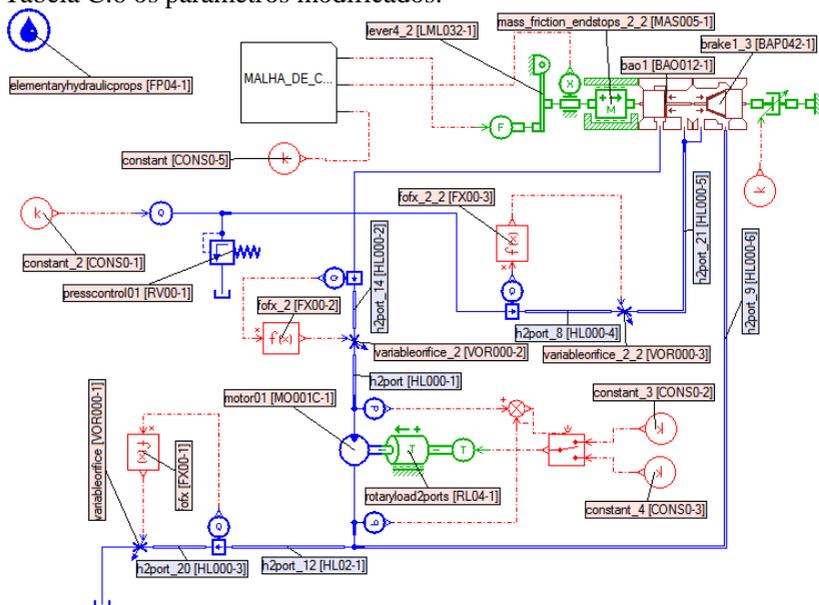


Figura C.8: Modelo em AMESim para a concepção III.

Tabela C.6: Parâmetros modificados para a concepção III.

Parâmetros	Valor	Unidade
BAO012-1		
Diâmetro do pistão	16	mm
Diâmetro da haste	10	mm
Abertura correspondente a um deslocamento nulo (underlap)	8	mm
Abertura correspondente a máxima área (underlap)	8	mm
BAP042-1		
Diâmetro do assento	16	mm
Comprimento do cone	8	mm
Diâmetro da haste	10	mm
Meio ângulo do cone	3	graus
Folga no diâmetro do cone	0,002	mm

CONS0-1		
Sinal Constante (para a fonte de vazão)	10 à 50	null
CONS0-2		
Sinal Constante (torque no eixo)	-1,5 à -5,5	null
CONS0-3		
Sinal Constante (eixo sem carga)	0	null
CONS0-5		
Sinal Constante (posição)	-10 à 0	mm
FX00-1		
Equação da área do orifício para determinação da perda de carga na linha de retorno	$(0,7873*x^3 - 11,91*x^2 + 6192,7*x + 28632)*1e-4$	
FX00-2		
Equação da área do orifício para determinação da perda de carga na linha do motor	$(0,0685*x^4 - 11,213*x^3 + 543,49*x^2 - 6508,1*x + 100991)*1e-4$	
FX00-3		
Equação da área do orifício para determinação da perda de carga na linha da válvula	$(0,7873*x^3 - 114,91*x^2 + 6192,7*x + 28632)*1e-4$	
LML032-1		
Distância da porta 1 para o pivô	1	m
MAS005-1		
Deslocamento da porta 1	-0,01	m
massa	0,05	kg
Deslocamento mínimo	-0,01	m
Deslocamento máximo	0	m
MO001C-1		
Deslocamento volumétrico do motor	13,537	cm ³ /rev
Eficiência volumétrica	0,93	null
RV00-1		
Pressão de abertura da válvula de alívio	200	bar
RL04-1		
Momento de inércia	0,0005	kg*m ²
Coefficiente de atrito viscoso	3e-07	Nm/(rev/min)
VOR000-1		
Máximo valor de sinal	14,944	null

Diâmetro do orifício para abertura máxima	4,362	mm
VOR000-2		
Máximo valor de sinal	16,778	null
Diâmetro do orifício para abertura máxima	4,623	mm
VOR000-3		
Máximo valor de sinal	25,793	null
Diâmetro do orifício para abertura máxima	5,7307	mm
HL000-1; HL000-2; HL000-3; HL000-4; HL000-5; HL000-6; HL02-1		
Diâmetro do tubo	8	mm
Comprimento do tubo	0,05	m

C.7 Modelo em AMESim utilizada na análise de sensibilidade

Nesta análise utiliza-se o mesmo modelo apresentado na Seção anterior, com modificações no submodelo BAP042-1, conforme se apresenta na Tabela C.7.

Tabela C.7: Parâmetros modificados na concepção III para a análise de sensibilidade.

BAP042-1		
Diâmetro do assento	14/15/16	mm
Comprimento do cone	8	mm
Diâmetro da haste	10	mm
Meio ângulo do cone	3/4/5	graus
Abertura correspondente a um deslocamento nulo (underlap)	0	mm
Folga Diametral	0,045	mm