

Paulo Leonel Teixeira

**ANÁLISE TEÓRICO EXPERIMENTAL DE PRENSA
DOBRADEIRA HIDRÁULICA CONTROLADA POR BOMBA-
MOTOR COM VELOCIDADE VARIÁVEL**

Dissertação submetida ao Programa de
Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica da Universidade Federal de
Santa Catarina para a obtenção do
Grau de Mestre em Engenharia.

Orientador: Prof. Dr. Victor Juliano De
Negri

Coorientador: Prof. Dr. Anders Petter
Krus

Florianópolis
2015

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Teixeira, Paulo Leonel

Análise teórico experimental de prensa
dobradeira hidráulica controlada por bomba-
motor com velocidade variável / Paulo Leonel
Teixeira ; orientador, Victor Juliano De
Negri ; coorientador, Anders Petter Krus. -
Florianópolis, SC, 2015.

154 p.

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

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Sistemas hidráulicos.
3. Prensa dobradeira. 4. Bomba com velocidade
variável. 5.
Controle na bomba. I. De Negri, Victor Juliano. II. Krus,
Anders Petter. III. Universidade Federal de Santa
Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica.
IV. Título.

Paulo Leonel Teixeira

**ANÁLISE TEÓRICO EXPERIMENTAL DE PRENSA
DOBRADEIRA HIDRÁULICA CONTROLADA POR BOMBA-
MOTOR COM VELOCIDADE VARIÁVEL**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de “Mestre em Engenharia – Especialidade Engenharia Mecânica”, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 28 de Setembro de 2015.

Prof. Armando Albertazzi Gonçalves Jr., Dr.
Coordenador do Curso

Banca Examinadora:

Prof. Victor Juliano De Negri, Dr. Eng. – Orientador
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Carlos Alberto Martin, Dr.-Ing.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Jonny Carlos da Silva, Dr. Eng.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Tiago Loureiro Figaro da Costa Pinto, Dr. Eng.
Universidade Federal de Santa Catarina

Este trabalho é dedicado aos meus colegas de classe e aos meus queridos pais.

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus pais, Isac e Naira, que sempre incentivaram o meu estudo e serão sempre os meus principais exemplos de vida. Também aos meus irmãos Eric e Junior pelo apoio dado durante todo esse período.

A minha eterna companheira, Marcela, que sempre soube os momentos certos de me passar tranquilidade e também de quando exigir o meu empenho. Muito obrigado, meu amor.

A todos os Lashipianos que, em algum momento ao longo desses meus 5 anos de LASHIP, proporcionaram um ambiente onde o conhecimento é compartilhado em meio a um clima agradável e descontraído. Desse grupo constam Alessio, Adriano, Artur, Desyel, Eduardo, Facundo, Fabio, Felipe, Galaz (*in memorian*), Guilherme, Henri, Henrique, Job, Joel, Jonatan, Leandro, Lidiane, Luciano, Marquito, Mario, Mateus, Pacheco, Pedro, Rafael Goularte, Rafael Bravo, Rodrigo, Tiago e Yesid. Destaco o agradecimento ao colega Cristiano, que foi essencial ao longo desses anos e realizou as primeiras vistas deste documento.

Ao meu orientador e amigo, professor Victor De Negri, que, à frente do LASHIP, foi fundamental na elaboração deste trabalho e na minha formação acadêmica. Sua atenciosa, sábia e objetiva orientação foi imprescindível para a qualidade desta dissertação.

Ao meu coorientador professor Petter Krus da *Linköping University*, Suécia, que me acolheu na *Division of Fluid and Mechatronic Systems* (Flumes) no último ano da minha graduação e concedeu ótimas orientações durante esta dissertação.

Também da *Linköping University*, agradeço a equipe desenvolvedora da plataforma Hopsan, que foi utilizada neste trabalho. Em especial ao amigo Robert Braun, que sempre foi muito atencioso frente às minhas dúvidas. *Tack så mycket*.

Aos engenheiros Waldir Vianna Jr. da Argo-Hytos AT Fluid Power Systems Ltda. e Ricardo D. Penteado da Sorg Ind. e Com. de Máquinas e suas respectivas empresas que enfrentaram o desafio de realizar um estudo em conjunto com a universidade e foram essenciais para este trabalho tanto no apoio técnico quanto financeiramente.

Ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (POSMEC) pela estrutura fornecida. Ao CNPq pelo apoio financeiro.

A glória e as vitórias eu compartilho com todos,
mas as derrotas que pesem somente sob meus
ombros.

(Autor desconhecido)

RESUMO

O contínuo aumento da exigência mundial pela utilização racional dos recursos energéticos tem estimulado a busca por sistemas mais eficientes. Consequentemente, fabricantes de máquinas que utilizam sistemas hidráulicos estão substituindo gradualmente o controle resistivo pelo controle conservativo. Um caso de controle conservativo é o uso de bombas acionadas por motores elétricos com capacidade de variar sua velocidade, as chamadas bombas com velocidade variável. Inserido nesse contexto, esse trabalho contempla a análise teórico experimental de um novo modelo de prensa dobradeira sincronizada que realiza o controle de seus dois cilindros hidráulicos por meio de servomotores que acionam as unidades hidráulicas primárias. Essas unidades realizam tanto a função de bombeamento como de motorização ao longo do ciclo operação da máquina e por isso são denominadas de bomba-motor. A análise foi realizada com base em resultados experimentais, nos quais foi possível identificar as condições operacionais críticas. Um modelo do sistema hidráulico da prensa dobradeira foi desenvolvido e implementado no software de simulação numérica Hopsan que, após validado, foi utilizado para a proposição de duas propostas de modificação do circuito hidráulico visando a melhoria do desempenho estático e dinâmico. A primeira proposta permite que a bomba-motor opere com sucção em pressões manométricas positivas, enquanto que a segunda não interfere no tempo do ciclo de operação na máquina. Dentre os benefícios de ambos circuitos está a mitigação de choques hidráulicos. O desempenho da máquina foi, portanto, aprimorado com poucas mudanças no circuito. A pesquisa foi realizada combinando esforços entre a fabricante de equipamentos, Sorg Ind. e Com. de Máquinas, a fornecedora de sistemas hidráulicos, Argo-Hytos AT Fluid Power Systems Ltda., e a universidade, por meio do LASHIP – Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos – da Universidade Federal de Santa Catarina.

Palavras-chave: Prensa dobradeira. Bomba com velocidade variável. Controle na bomba.

ABSTRACT

The continuous increase in worldwide demand for the rational use of energy resources has spurred the pursuit for more efficient systems. Machine manufacturers are therefore gradually replacing the resistive control in hydraulic systems for conservative control. An option of conservative control is the use of pumps driven by electric motors with the capacity to vary its speed, known as variable-speed pumps. In this context, this work features the theoretical and experimental analysis of a new synchronized hydraulic press brake. The hydraulic cylinders of the studied machine are controlled by servomotors that drive the primary hydraulic units. These units perform both pumping and motoring functions along the machine operation cycle and are hence named as pump-motor. The critical operating conditions were identified by analysis based on experimental results. A model of the press brake hydraulic system has been developed and implemented in the numerical simulation software known as Hopsan. Subsequently validation, the model was employed to propose two circuit modifications and to evaluate the increase in the dynamic and static performance. The main benefits of the new circuits are the mitigation of hydraulic shocks and appropriate pressure level for the pump-motor suction line and thus avoiding cavitation. The machine performance is hence enhanced with few changes in the circuit. The study was conducted by combining efforts between the machine manufacturer, Sorg Ind. e Com. de Máquinas, the hydraulic systems supplier, Argo-Hytos AT Fluid Power Systems Ltda., and the university, by means of LASHIP – Laboratory of Hydraulic and Pneumatic Systems – of Federal University of Santa Catarina.

Keywords: Press brake. Variable-speed pump. Pump control.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Principais exemplos de controle para sistemas hidráulicos classificados por unidade de atuação.	30
Figura 1.2 – Comparação qualitativa da distribuição de energia em um sistema hidráulico com controle resistivo e outro com bomba com velocidade variável.	31
Figura 2.1 – Exemplo de transmissão hidrostática em malha fechada.....	36
Figura 2.2 – Principais configurações de controle na bomba.....	38
Figura 2.3 – Consumo de energia de um acionamento com deslocamento variável e um acionamento com velocidade variável durante uma hora para um ciclo de operação específico.	40
Figura 2.4 – Sistema para controle de velocidade de cilindro com bomba com velocidade variável baseado em gerenciamento de energia.	41
Figura 2.5 – Conjuntos padronizados da linha Sytronix da Bosch Rexroth.....	42
Figura 2.6 – Atuador eletro-hidrostático (EHA) da Moog para aeronaves	43
Figura 2.7 – Diagrama dos quadrantes de operação de acionamentos hidráulicos	44
Figura 2.8 – Circuito simplificado de um sistema com bomba com velocidade variável e atuador simétrico em circuito aberto	45
Figura 2.9 – Controle de cilindros hidráulicos por bomba-motor com velocidade variável em circuito aberto com carregamento (a) no mesmo sentido do movimento e (b) no sentido contrário ao movimento.	46
Figura 2.10 – Circuitos simplificados de sistemas com bomba com velocidade variável e atuador simétrico em (a) circuito fechado e (b) circuito semifechado	47
Figura 2.11 – Exemplos de circuitos de preenchimento: (a) bomba auxiliar com válvula de alívio; (b) bomba auxiliar com acumulador; (c) acumulador.	48
Figura 2.12 – Variações para compensação de vazão de cilindros assimétricos com bomba com velocidade variável: (a) válvulas hidráulicamente pilotadas e (b) duas bombas em paralelo.	50
Figura 2.13 – Modos de operação de uma válvula alternadora inversa	51
Figura 2.14 – Circuito de um cilindro hidráulico com controle na bomba e compensação de vazão por válvula direcional hidráulicamente pilotada 3/3.....	52
Figura 3.1 – Ilustração de uma prensa dobradeira com indicação de suas ferramentas de dobra.....	54
Figura 3.2 – Ciclo de operação com indicação das ferramentas de dobra.....	55
Figura 3.3 – Posição da viga superior durante um ciclo da operação da prensa dobradeira.....	55
Figura 3.4 – Solução padrão da Atos do tipo PB06 com bloco central para prensas dobradeiras.....	57
Figura 3.5 – Prensa dobradeira sincronizada em estudo	60
Figura 3.6 – Leiaute da prensa dobradeira sincronizada.....	61
Figura 3.7 – Circuito hidráulico de um lado da prensa dobradeira	62
Figura 3.8 – Diagrama de controle das válvulas	63

Figura 4.1 – Imagem do ensaio realizado na SORG HES70-30.....	66
Figura 4.2 – Resposta em frequência do filtro utilizado sobre o sinal de posição do cilindro no processo de estimativa da velocidade.....	68
Figura 4.3 – Imagem do ensaio realizado sobre acionamento hidráulico primário.....	69
Figura 4.4 – Circuito hidráulico do ensaio no acionamento hidráulico primário.....	70
Figura 4.5 – Imagem do ensaio para a caracterização das válvulas de retenção.....	72
Figura 4.6 – Circuito hidráulico do ensaio de caracterização das válvulas de retenção.....	72
Figura 5.1 – Medições em um ciclo de operação.....	75
Figura 5.2 – Análise (a) do circuito hidráulico e (b) das pressões durante o estágio de fechamento.....	77
Figura 5.3 – Análise (a) do circuito hidráulico e (b) das pressões durante o estágio de compressão.....	79
Figura 5.4 – Análise (a) do circuito hidráulico e (b) das pressões durante o estágio de decompressão.....	81
Figura 5.5 – Análise (a) do circuito hidráulico e (b) das pressões durante o estágio de abertura.....	83
Figura 5.6 – Queda de pressão medida na retenção acoplada a válvula de sequência (V5) durante diferentes velocidades de decompressão.....	84
Figura 5.7 – Curvas de pressão diferencial/vazão de quatro válvulas de retenção.....	85
Figura 5.8 – Curvas de pressão diferencial/vazão das quatro válvulas de retenção investigadas para vazões crescentes.....	86
Figura 6.1 - Modelo da prensa dobradeira híbrida em Hopsan.....	91
Figura 6.2 – Representação da interface de atrito do modelo de LuGre como o contato entre rugosidades elásticas.....	99
Figura 6.3 – Mapa de atrito descrito pelos atritos de Stribeck, Coulomb e viscoso.....	101
Figura 6.4 – Mapa do atrito estático do cilindro hidráulico em estudo.....	104
Figura 6.5 – Diagrama esquemático do processo de validação em malha aberta.....	109
Figura 6.6 – Curvas de validação do modelo.....	110
Figura 7.1 – Circuito hidráulico da proposta número 1.....	112
Figura 7.2 – Novo diagrama de controle para a proposta número 1.....	116
Figura 7.3 – Comparação da proposta 1 em relação ao circuito original por meio de simulação.....	117
Figura 7.4 – Circuito hidráulico da proposta número 2.....	119
Figura 7.5 – Comparação da proposta 2 em relação ao circuito original por meio de simulação.....	121

LISTA DE QUADROS

Quadro 4.1 – Especificações técnicas dos sensores utilizados no ensaio do ciclo de operação com o sistema AQ-USB Resolution 4350.....	67
Quadro 4.2 – Especificações técnicas dos sensores utilizados no ensaio do acionamento hidráulico primário com o sistema AQ-USB Resolution 4350.....	70
Quadro 4.3 – Especificações técnicas dos sensores utilizados no ensaio das válvulas de retenção com o sistema AQ-USB Resolution 4350	73

LISTA DE TABELAS

Tabela 5.1 – Histerese média das válvulas de retenções entre 3 e 20 L/min.....	86
Tabela 5.2 – Áreas do cilindro utilizado na análise	87
Tabela 5.3 – Queda de pressão nas quatro válvulas de retenção nas condições críticas de operação.....	87
Tabela 6.1 – Parâmetros identificados para os modelos das tubulações e as câmaras do cilindro.....	92
Tabela 6.2 – Equações de vazão volumétrica das válvulas direcionais	93
Tabela 6.3 – Parâmetros identificados para os modelos das válvulas	95
Tabela 6.4 – Parâmetros identificados para o modelo do acionamento hidráulico primário	97
Tabela 6.5 – Coeficientes de determinação para as três curvas do mapa de atrito	105
Tabela 6.6 – Parâmetros estáticos e dinâmicos identificados no modelo de LuGre modificado para o cilindro hidráulico em estudo	106
Tabela 6.7 – Condições para definição do coeficiente de vazão na saída do acumulador	108
Tabela 6.8 – Parâmetros identificados para o modelo de acumulador.....	108
Tabela 7.1 – Requisitos e parâmetros para o dimensionamento do acumulador para a proposta número 1.....	114
Tabela 7.2 – Dimensionamento do acumulador para a proposta número 1	115
Tabela 7.3 – Requisitos e parâmetros para o dimensionamento do acumulador para a proposta número 2.....	120
Tabela 7.4 – Dimensionamento do acumulador para a proposta número 1	120
Tabela B.1 – Medições da pressão diferencial/vazão durante abertura da válvula	135
Tabela B.2 – Medições da pressão diferencial/vazão durante fechamento da válvula	136
Tabela D.1 – Vazão medida na saída da bomba durante o ensaio	143
Tabela D.2 – Coeficiente de vazamento dependente da pressão na saída da bomba e sua frequência rotacional.....	143

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

LASHIP – Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos
UFSC – Universidade Federal de Santa Catarina
UCP – Unidade de conversão primária
UCS – Unidade de conversão secundária
ULC – Unidade de limitação e controle

LISTA DE SÍMBOLOS

$$SI_{Sb}^{Sp}$$

SI Símbolo literal
Sp Super-índice
Sb Sub-índice

PARÂMETROS E VARIÁVEIS (*SL*)

Alfabeto latino:

A Áreas
C Coeficiente
D Deslocamento volumétrico
d Diâmetro
F Força
f Fato de atrito
Kq Ganho de vazão
Kv Coeficiente de vazão
L Comprimento
m Massa
N Força externa
n Frequência de rotação
P Potência
p Pressão
qv Vazão volumétrica
Re Número de Reynolds
r Razão
t Tempo
U Sinal de controle
V Volume

v	Velocidade
x	Deslocamento linear
z	Estado interno do atrito do modelo de LuGre

Alfabeto grego:

α	Coefficiente que define a curva de Stribeck
β	Módulo de compressibilidade
γ	Coefficiente de expansão adiabática
Δp	Diferença de pressão
Δp	Diferença de deslocamento linear
ρ	Massa específica
τ	Constante de tempo
η	Eficiência
ζ	Razão de amortecimento
σ_0	Coefficiente de rigidez das rugosidades elásticas
σ_1	Coefficiente de amortecimento associado a variação de z
σ_2	Coefficiente de atrito viscoso
ω	Velocidade angular
ω_n	Frequência natural não amortecida

SUPER-ÍNDICE (S_p)

A	Atuador
AC	Acumulador
abe	Estágio de abertura
com	Estágio de compressão
D	Direito
E	Esquerdo
S	Sensor
V	Válvula
VR	Válvula de retenção
Z	Controlador

SUB-ÍNDICE (S_b)

A	Câmara A
A1	Câmara A do cilindro da prensa
at	Atrito
B	Câmara B
B1	Câmara B do cilindro da prensa

C	Coulomb
c	Controle
car	Carregamento
e	Efetivo
esc	Escoamento
in	Interno
P	Bomba
PA	Porta A da bomba
PB	Porta B da bomba
m	Mola
nom	Nominal
RP	Regime permanente
ref	Referência
S	Estático
s	Stribeck
vol	Volumétrico

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	29
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO	29
1.2	OBJETIVOS.....	32
1.2.1	<i>Objetivo Geral.....</i>	<i>32</i>
1.2.2	<i>Objetivos Específicos</i>	<i>32</i>
1.3	JUSTIFICATIVAS E MOTIVAÇÕES.....	32
1.4	ESTRUTURA DO TRABALHO.....	33
2	SISTEMAS HIDRÁULICOS COM CONTROLE NA BOMBA..	35
2.1	INTRODUÇÃO	35
2.2	TIPOS DE ACIONAMENTOS.....	37
2.3	ATUADORES LINEARES E BOMBAS COM VELOCIDADE VARIÁVEL ..	43
2.3.1	<i>Aspectos gerais.....</i>	<i>43</i>
2.3.2	<i>Quadrantes de operação de acionamentos hidráulicos</i>	<i>43</i>
2.3.3	<i>Circuito aberto com servomotor.....</i>	<i>44</i>
2.3.4	<i>Circuito fechado e semifechado</i>	<i>46</i>
2.3.4.1	Características principais	46
2.3.4.2	Atuador simétrico.....	47
2.3.4.3	Atuador assimétrico	49
3	PRENSAS DOBRADEIRAS SINCRONIZADAS.....	53
3.1	INTRODUÇÃO	53
3.2	FERRAMENTAS DE DOBRA.....	53
3.3	CICLO DE OPERAÇÃO	54
3.4	PRENSAS COM VÁLVULAS PROPORCIONAIS	56
3.5	ESTUDO DE CASO: SORG HES 70-30	59
4	PROCEDIMENTOS DOS ENSAIOS	65
4.1	INTRODUÇÃO	65
4.2	CICLO DE OPERAÇÃO	65
4.3	ACIONAMENTO HIDRÁULICO PRIMÁRIO	68
4.4	VÁLVULAS DE RETENÇÃO.....	70
5	ANÁLISE DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS	75
5.1	INTRODUÇÃO	75
5.2	ANÁLISE NOS DIFERENTES ESTÁGIOS DO CICLO DE OPERAÇÃO	76
5.2.1	<i>Estágio de fechamento.....</i>	<i>76</i>
5.2.2	<i>Estágio de compressão.....</i>	<i>78</i>

5.2.3	<i>Estágio de descompressão</i>	80
5.2.4	<i>Estágio de abertura</i>	82
5.3	COMPORTAMENTO DAS VÁLVULAS DE RETENÇÃO	84
5.4	CONDIÇÕES CRÍTICAS IDENTIFICADAS.....	88
6	MODELAGEM E SIMULAÇÃO	89
6.1	INTRODUÇÃO	89
6.2	ASPECTOS GERAIS DO MODELO DO SISTEMA	90
6.3	VOLUMES HIDRÁULICOS	92
6.4	MODELO DAS VÁLVULAS	92
6.5	MODELO DO ACIONAMENTO HIDRÁULICO PRIMÁRIO.....	96
6.6	MODELO DE ATRITO NO CILINDRO HIDRÁULICO	97
6.6.1	<i>Introdução</i>	97
6.6.2	<i>Modelo de LuGre</i>	99
6.6.3	<i>Parâmetros dependentes da pressão</i>	101
6.6.4	<i>Identificação dos parâmetros</i>	103
6.7	ACUMULADOR	107
6.8	VALIDAÇÃO DO MODELO	108
7	PROPOSTAS DE MODIFICAÇÃO	111
7.1	INTRODUÇÃO	111
7.2	PROPOSTA 1	111
7.2.1	<i>Circuito hidráulico</i>	111
7.2.2	<i>Dimensionamento do acumulador</i>	113
7.2.3	<i>Diagrama de controle</i>	115
7.2.4	<i>Resultados de simulação</i>	116
7.3	PROPOSTA 2	118
7.3.1	<i>Circuito hidráulico</i>	118
7.3.2	<i>Dimensionamento do acumulador</i>	119
7.3.3	<i>Resultados de simulação</i>	120
8	CONCLUSÃO	123
	REFERÊNCIAS	127
	APÊNDICE A – ACIONAMENTO ELÉTRICO DO SISTEMA HIDRÁULICO	133
	APÊNDICE B – RESULTADOS DO ENSAIO DAS VÁLVULAS DE RETENÇÃO	135
	APÊNDICE C – ALGORITMO EM C++ DO MODELO DA TRAJETÓRIA FORÇA DE DOBRA/DESLOCAMENTO	137

APÊNDICE D – RESULTADOS DO ENSAIO DO ACIONAMENTO PRIMÁRIO HIDRÁULICO.....	143
APÊNDICE E – ALGORITMO EM C++ DO MODELO DE LUGRE MODIFICADO DEPENDENTE DA PRESSÃO	145
APÊNDICE F – ALGORITMO EM C++ DO MODELO DE ACUMULADOR	151

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

Sistemas hidráulicos permitem, por meio de um líquido, a transferência de energia de uma unidade de conversão primária (UCP) para uma unidade de conversão secundária (UCS) após essa energia ter sido condicionada na unidade de limitação e controle (ULC). É na UCP que a energia mecânica, normalmente proveniente de um motor elétrico ou de combustão interna, é convertida em energia hidráulica por meio de uma bomba hidráulica. Em sistemas tradicionais, a energia hidráulica é condicionada na ULC para que seja, posteriormente, convertida novamente em energia mecânica na UCS por meio de atuadores, como, por exemplo, cilindros e motores hidráulicos.

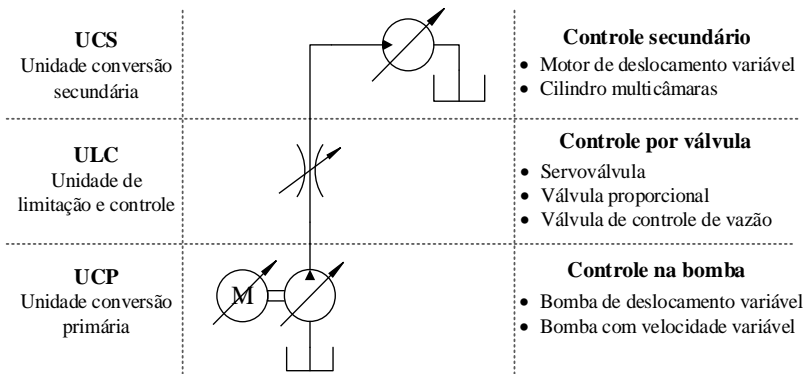
De acordo com von Linsingen (2013), a ULC é responsável pela maior parte da dissipação energética existente em sistemas hidráulicos convencionais. A limitação e controle de energia é usualmente realizada por meio de válvulas que realizam o controle resistivo por meio do estrangulamento do escoamento do fluido, e.g., válvulas direcionais proporcionais, servoválvulas e restrições variáveis. Esse processo essencialmente dissipativo realiza o condicionamento de energia, convertendo a energia hidráulica em térmica, que, por sua vez, provoca aumento de temperatura do meio e do fluido.

Devido ao aumento contínuo do custo da energia e a necessidade de melhor utilização dos recursos energéticos, há cada vez maior demanda por sistemas mais eficientes. Diante destas circunstâncias, fabricantes de máquinas que utilizam sistemas hidráulicos estão substituindo gradualmente o controle resistivo pelo controle conservativo. O controle conservativo é essencialmente não dissipativo e pode ser classificado em controle na bomba ou no motor, os quais atuam na UCP e UCS, respectivamente. A Figura 1.1 apresenta exemplos de controles classificados em sua unidade de atuação no sistema hidráulico.

O controle na bomba regula a vazão por meio da utilização de bombas com deslocamento volumétrico variável e/ou de bombas acopladas a acionamentos com capacidade de variar sua velocidade, as chamadas bombas com velocidade variável. Motores a combustão, motores elétricos assíncronos com conversores de frequência e servomotores são exemplos de acionamentos primários que possuem essa capacidade. A Figura 1.2 mostra, por meio de uma comparação qualitativa, os gastos energéticos envolvidos em um sistema hidráulico

tradicional com válvula proporcional (Figura 1.2(a)) e outro com bomba com velocidade variável (Figura 1.2(b)).

Figura 1.1 – Principais exemplos de controle para sistemas hidráulicos classificados por unidade de atuação.



Fonte: elaborado pelo autor.

Inserido nesse contexto, esse trabalho contempla a análise teórico-experimental de um novo modelo de prensa dobradeira sincronizada que utiliza bombas com velocidade variável com acionamento por servomotores CA. A dinâmica de resposta do servomotor CA permite o controle sincronizado de posição e velocidade dos dois cilindros hidráulicos responsáveis pela prensagem sem a utilização de válvulas proporcionais. A prensa dobradeira é chamada de híbrida por manter a utilização de válvulas comuns ao sistema tradicional como as válvulas de preenchimento, de contrabalanço e direcionais.

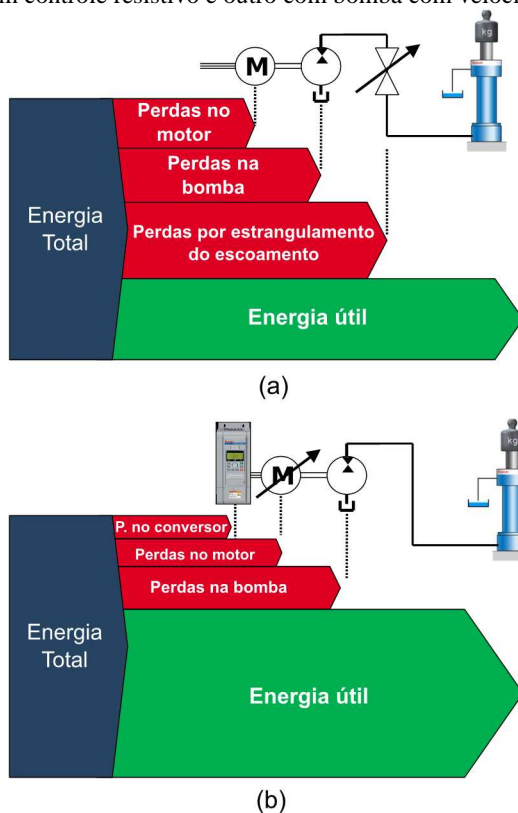
A pesquisa é realizada combinando esforços entre a fabricante de equipamentos, Sorg Ind. e Com. de Máquinas, a fornecedora de sistemas hidráulicos, Argo-Hytos AT Fluid Power Systems Ltda., e a universidade, por meio do LASHIP – Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos – da UFSC – Universidade Federal de Santa Catarina.

A prensa dobradeira híbrida foi disponibilizada para estudo pela Sorg. A própria Sorg em colaboração com a Argo-Hytos AT esclareceram o funcionamento da máquina e suas principais características com foco em seu sistema hidráulico. Além disso, ambas empresas forneceram infraestrutura e apoio logístico aos ensaios realizados ao longo desse trabalho.

O LASHIP, por sua vez, forneceu os equipamentos de instrumentação incluindo os sensores e os sistemas de aquisição necessários. Colaborou também com intensa orientação acadêmica, além de prover ampla bibliografia, que incluíram as normas necessárias para a elaboração dessa dissertação.

É importante notar que a reunião de ideias, pessoas e organizações de diferentes áreas de especialidade e recursos técnicos é fundamental para que esse e outros trabalhos possam apoiar futuras inovações tecnológicas na indústria brasileira.

Figura 1.2 – Comparação qualitativa da distribuição de energia em um sistema hidráulico com controle resistivo e outro com bomba com velocidade variável.



Fonte: Komsta (2013), tradução nossa.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo Geral

Tendo em vista o fato que o controle de atuadores hidráulicos lineares por meio de bombas com velocidade variável é uma solução recente, o presente trabalho visa a elaboração de uma análise detalhada do comportamento das pressões da máquina em condições reais de operação. Por meio da análise, um novo circuito hidráulico deve ser proposto para melhorar o desempenho da prensa dobradeira em estudo.

1.2.2 Objetivos Específicos

De forma a alcançar o objetivo geral é necessário que a pesquisa seja apoiada nos seguintes objetivos específicos:

- Elaboração de uma revisão bibliográfica acerca de soluções adotadas no controle de cilindros hidráulicos por meio de bombas com velocidade variável, tendo em vista a identificação da forma com que outros autores abordam as questões envolvidas ao assunto e tornar as análises e proposições mais eficazes;
- Realização de uma análise detalhada dos resultados experimentais para identificar as condições críticas do sistema hidráulico em estudo;
- Desenvolvimento de um modelo que seja capaz de descrever as principais dinâmicas do sistema ao longo de um ciclo de operação completo;
- Elaboração da proposta de modificação e verificação baseada em simulação.

1.3 JUSTIFICATIVAS E MOTIVAÇÕES

Há uma vasta bibliografia disponível que trata de posicionadores hidráulicos com controle por válvulas, devendo-se citar Merritt (1967) como a referência mais tradicional. No LASHIP este tema está dominado e convergiu para a elaboração de uma metodologia de projeto para posicionadores hidráulicos (DE NEGRI *et al.*, 2008) que tem como objetivo auxiliar projetistas na escolha de válvulas e cilindros a partir de requisitos de projetos.

Todavia, as novas demandas globais estão exigindo que fabricantes de sistemas hidráulicos busquem alternativas mais eficientes do ponto de vista energético. Visto que as bombas com velocidade variável possuem grande vantagem nesse quesito, esse tipo de controle possui grande potencial para substituir as válvulas proporcionais e servoválvulas em muitas aplicações.

Devido ao pouco material relacionado ao controle na bomba por velocidade variável, engenheiros podem encontrar dificuldades no projeto de sistemas com essa tecnologia. Inicialmente, a adaptação de métodos de projeto de sistemas hidráulicos tradicionais pode render bons resultados, porém possuem limitações quando da análise e projeto detalhado.

Portanto, esta pesquisa é um importante primeiro passo, principalmente para comunidade brasileira de sistemas hidráulicos, visto que é a primeira a abordar no LASHIP o uso de bombas com velocidade variável para controle de posição e velocidade de cilindros hidráulicos.

1.4 ESTRUTURA DO TRABALHO

O documento da dissertação está estruturado em oito capítulos, conforme descrito a seguir.

No Capítulo 2 é apresentada uma revisão bibliográfica sobre sistemas hidráulicos com controle na bomba, que inclui os principais tipos de acionamentos envolvidos, assim como os trabalhos publicados nessa área. Além disso, identifica as principais características do uso de bombas com velocidade variável com cilindros hidráulicos simétricos e assimétricos.

No Capítulo 3 as prensas dobradeiras sincronizadas são apresentadas e suas características principais são discutidas, que incluem as suas ferramentas de dobra e seu ciclo de operação. Neste capítulo também é explicado o funcionamento de um sistema tradicional e o da máquina em estudo no presente trabalho.

No Capítulo 4 é descrita a metodologia utilizada para realização dos três ensaios necessários para a condução dessa pesquisa. Estão incluídas imagens dos ensaios, seus circuitos hidráulicos, equações envolvidas e especificações técnicas dos sistemas de aquisição.

No Capítulo 5 a análise dos resultados experimentais é apresentada com foco em três condições críticas identificadas por meio das medições dos ensaios, relatos do fabricante e revisão bibliográfica.

No Capítulo 6 é introduzido a plataforma de simulação utilizada na modelagem do sistema, as equações dos submodelos – com destaque ao modelo de LuGre dependente da pressão – e o processo de validação.

As propostas de modificação da prensa dobradeira são apresentadas, discutidas e verificadas por simulação no Capítulo 7.

Por fim, o Capítulo 8 apresenta as conclusões desse trabalho.

2 SISTEMAS HIDRÁULICOS COM CONTROLE NA BOMBA

2.1 INTRODUÇÃO

Com a crescente exigência mundial por sistemas mais eficientes e o aumento do custo da energia, a indústria está buscando novas soluções para substituir o tradicional controle resistivo de sistemas hidráulicos realizado por válvulas de estrangulamento, e.g., válvulas proporcionais, servoválvulas e reguladores de vazão.

Uma tendência tem sido a adoção de métodos de controle conservativos direto na bomba, os quais são essencialmente não dissipativos. Estes métodos controlam a pressão e/ou vazão por meio de atuação na unidade conversão primária (UCP) do sistema hidráulico. Os principais exemplos de controle na bomba são a utilização de bombas com deslocamento volumétrico variável e/ou de bombas acopladas a acionamentos com frequência rotacional variável, conhecidas como bombas com velocidade variável.

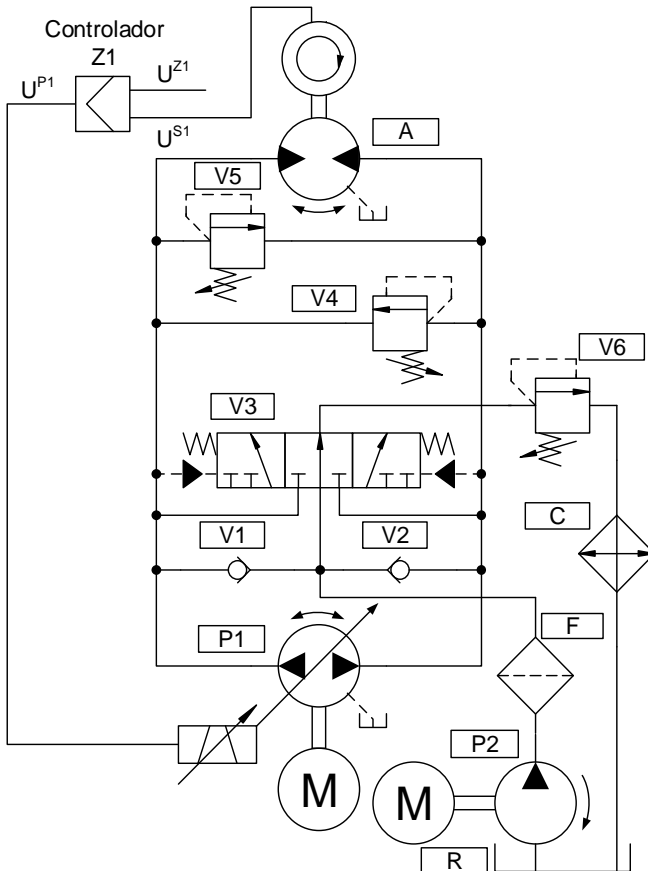
O caso mais típico de sistema hidráulico com controle na bomba é a transmissão hidrostática na qual uma bomba de deslocamento variável permite o controle da frequência rotacional de um motor hidráulico. A Figura 2.1 apresenta um exemplo de transmissão hidrostática em malha fechada, no qual uma bomba de deslocamento variável (P1) é utilizada para acionar um motor hidráulico de deslocamento fixo (A).

A transmissão possui um circuito de preenchimento que inclui uma bomba auxiliar (P2) com deslocamento volumétrico de cerca de 15% em relação a bomba principal. O circuito de preenchimento sempre trabalha na linha de baixa pressão do circuito principal. Sua função é bombear fluido filtrado e resfriado para o circuito principal por meio das válvulas de retenção (V1 e V2). Ao mesmo tempo, parte do fluido aquecido é desviado pela válvula direcional (V3) para ser resfriado pelo trocador de calor (C) e armazenado pelo reservatório (R) antes de retornar ao circuito principal. A pressão no circuito de carregamento é limitada pela válvula de alívio (V6). As válvulas de alívio cruzadas (V4 e V5) instaladas nas portas do motor hidráulico possuem função apenas de proteger o atuador de picos de pressão proveniente do carregamento. Portanto, além de compensar eventuais vazamentos no sistema, essa configuração garante o resfriamento e filtração do fluido (VON LINSINGEN e DE NEGRI, 2011).

O controle em malha fechada da transmissão hidrostática descrita é realizado por meio de um controlador (Z1) que compara a informação do sensor de frequência rotacional (U^{S1}) com o sinal de referência (U^{Z1})

e envia o sinal de controle (U^{P1}) para a interface eletro-hidráulica que comanda o deslocamento variável da bomba e, por consequência, a vazão do sistema hidráulico.

Figura 2.1 – Exemplo de transmissão hidrostática em malha fechada



Fonte: adaptado de von Linsingen e De Negri (2011).

Uma aplicação de transmissão hidrostática é apresentada em Flesch (2012), no qual é realizada a avaliação do comportamento desse tipo de sistema quando incorporado a um aerogerador de eixo horizontal. A utilização de atuadores simétricos, como é o caso de motores hidráulicos, simplifica o projeto do sistema hidráulico dado que um equilíbrio entre as vazões é estabelecido (HABIBI e GOLDENBERG, 2000).

Entretanto, o sistema hidráulico da prensa dobradeira em estudo possui diferenças em relação a transmissões hidrostáticas clássicas, como as descritas acima. Primeiramente, utiliza-se um acionamento com velocidade variável ao invés de deslocamento volumétrico variável; em segundo lugar, emprega-se um atuador linear (cilindro hidráulico) assimétrico ao invés de um atuador rotativo (motor hidráulico). Nesse contexto, a Seção 2.2 apresenta esses e outros tipos de acionamentos mais utilizados para o controle na bomba, suas possíveis combinações, assim como suas vantagens e limitações. Na Seção 2.3 identifica-se as principais características da utilização de cilindros hidráulicos simétricos e assimétricos controlados por bombas com velocidade.

2.2 TIPOS DE ACIONAMENTOS

Ao passo que em sistemas hidráulicos controlados por válvulas o excesso de energia é dissipado por meio do estrangulamento do escoamento, o controle feito direto na bomba, ou atuador, é realizado de acordo com a necessidade de energia do atuador. A vazão em sistemas com controle na bomba pode ser regulada por meio de alteração da posição de partes móveis internas em uma bomba com deslocamento variável ou alterando a frequência rotacional da bomba de deslocamento fixo ou variável.

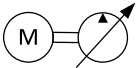
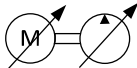
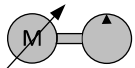
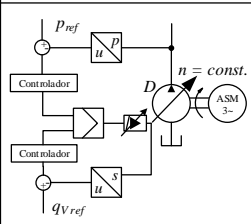
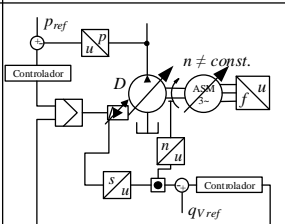
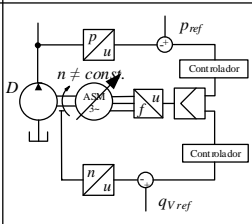
As bombas com capacidade de variar seu deslocamento volumétrico são as bombas de pistões e de palhetas, sendo a primeira mais utilizada em sistemas hidráulicos com alta pressão (VON LINSINGEN e DE NEGRI, 2011). No campo de bombas com velocidade variável, os principais tipos de acionamentos primários utilizados são os motores elétricos assíncronos, também chamados de motores de indução, com conversores de frequência e os servomotores.

Os servomotores podem ser tanto de corrente contínua (CC) como alternada (CA). Segundo Tanaka *et al.* (2013), os servomotores CA possuem uma relação potência/peso maior o que favorece o seu uso em acionamentos com grandes potências envolvidas. De acordo com Helbig (2015), devido a contínua redução nos preços de componentes de eletrônica de potência e de servomotores, soluções com bombas com velocidade variável estão cada vez mais competitivas para aplicação industrial.

Helduser (2003) apresenta, por meio da Figura 2.2, as principais configurações de controle na bomba e suas características. A primeira coluna apresenta um acionamento com bomba de deslocamento variável e velocidade constante e identifica que sua eficiência é prejudicada em condição de carga parcial. Contudo, a vantagem dessa configuração é a

possibilidade de utilização de mais de uma bomba de deslocamento variável em um mesmo eixo de acionamento. Na segunda coluna é retratada uma bomba de deslocamento variável e velocidade também variável por motor de indução com conversor de frequência. Essa configuração possui vantagens como melhor eficiência em condições com demanda parcial de potência, menores níveis de ruído e baixa dissipação de energia quando em repouso. Por fim, na terceira coluna, o acionamento com bomba de deslocamento fixo e velocidade variável por servomotor CA é apresentado. Suas vantagens são equivalentes a segunda configuração, porém o mesmo permite o controle de vazão e/ou pressão apenas por meio da velocidade rotação.

Figura 2.2 – Principais configurações de controle na bomba

<p>Motor assíncrono com bomba de deslocamento variável</p> 	<p>Motor assíncrono com velocidade variável e bomba de deslocamento variável</p> 	<p>Servomotor AC com bomba de deslocamento fixo</p> 
 <ul style="list-style-type: none"> • n constante; • controle de vazão e pressão por ΔD; • η em $P < P_{max}$ não favorável. 	 <ul style="list-style-type: none"> • n controlada; • controle de vazão e pressão por combinação de Δn e ΔD; • η maior em $P < P_{max}$; • sem perdas durante repouso ($n = 0$); • baixo ruído ($n < n_{max}$). 	 <ul style="list-style-type: none"> • n controlada; • controle de vazão e pressão por Δn; • η maior em $P < P_{max}$; • sem perdas durante repouso ($n = 0$); • baixo ruído ($n < n_{max}$).
<p>Legenda: D – Deslocamento volumétrico P – Potência η – Eficiência n – Frequência rotacional p_{ref} – Pressão de referência qV_{ref} – Vazão volumétrica de referência</p>		

Fonte: adaptado de Helduser (2003), tradução nossa.

Em Helduser (2003), o acionamento com motor de indução controlado por conversor de frequência e bomba de deslocamento fixo não é apresentado como uma configuração usual. De acordo com Xu *et al.* (2013) a utilização desta configuração é promissora devido a sua alta eficiência energética e grande faixa de velocidade de rotação, porém sua

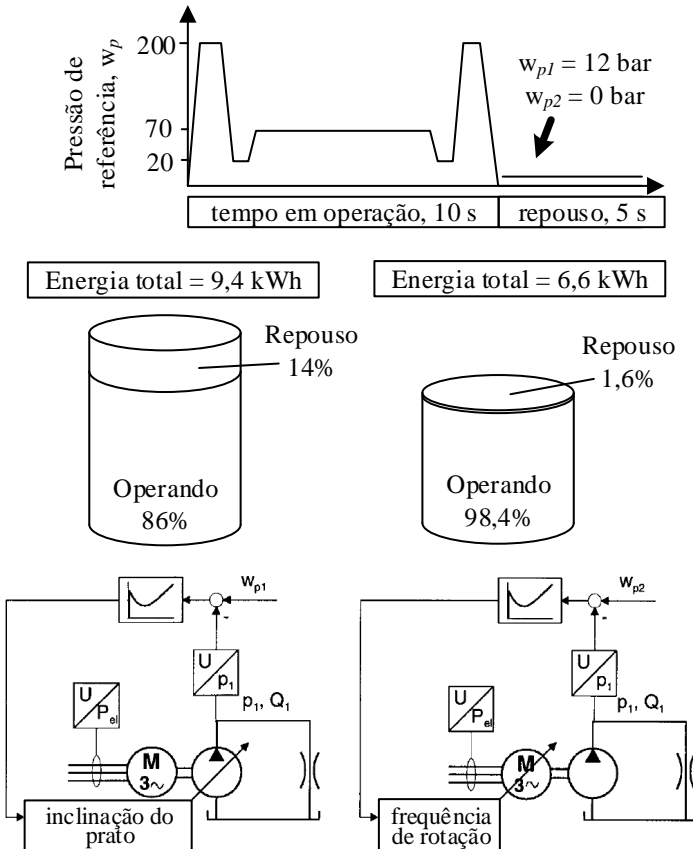
aplicação é limitada em virtude de sua resposta lenta e sua baixa precisão de controle. Em contrapartida, os servomotores CA possuem melhores tempos de resposta devido aos seus menores momentos de inércia e melhores curvas características (torque por velocidade), o que favorece seu uso em sistemas em malha fechada. Todavia, seu custo é maior.

Em termos energéticos, Helduser (1999) realizou uma comparação entre dois acionamentos, sendo um com bomba de deslocamento variável e velocidade constante e outro com bomba de deslocamento fixo e velocidade variável por servomotor AC. Como mostra a Figura 2.3, a bomba de deslocamento variável e o acionamento com velocidade variável consumiram 8,4 kWh e 6,6 kWh respectivamente, o que representa uma redução de 21% na energia utilizada em um ciclo de operação específico executado durante uma hora. A diferença de consumo de energia é resultado principalmente da necessidade de uma vazão para manter a pressão mínima de pilotagem do sistema em acionamentos com deslocamento variável, o que gerou considerável consumo de energia em repouso, momento que o acionamento com velocidade variável mostrou consumo mínimo, inferior a 2% da energia total.

Além disso, Helduser (1999) investigou os acionamentos com velocidade variável, seus componentes e sua aplicação em uma injetora de plásticos. O estudo mostra que uma das vantagens do controle por velocidade variável em relação a de deslocamento variável é a possibilidade de utilizar bombas com maior variedade de princípios construtivos como a de engrenagens externa e interna. Entretanto, Helduser (1999) observa que a bomba utilizada nesse tipo de acionamento deve atender requisitos específicos dependendo de sua aplicação como, por exemplo, trabalhar em velocidades baixas de rotação com alta pressão e permitir inversão do sentido de rotação.

Nos últimos anos intensificaram-se as publicações acerca de controle na bomba para aplicações industriais devido à crescente necessidade mundial por sistemas mais eficientes. Muitas dessas pesquisas combinam diferentes meios de controle, resultando em soluções com as melhores qualidades de cada solução.

Figura 2.3 – Consumo de energia de um acionamento com deslocamento variável e um acionamento com velocidade variável durante uma hora para um ciclo de operação específico.

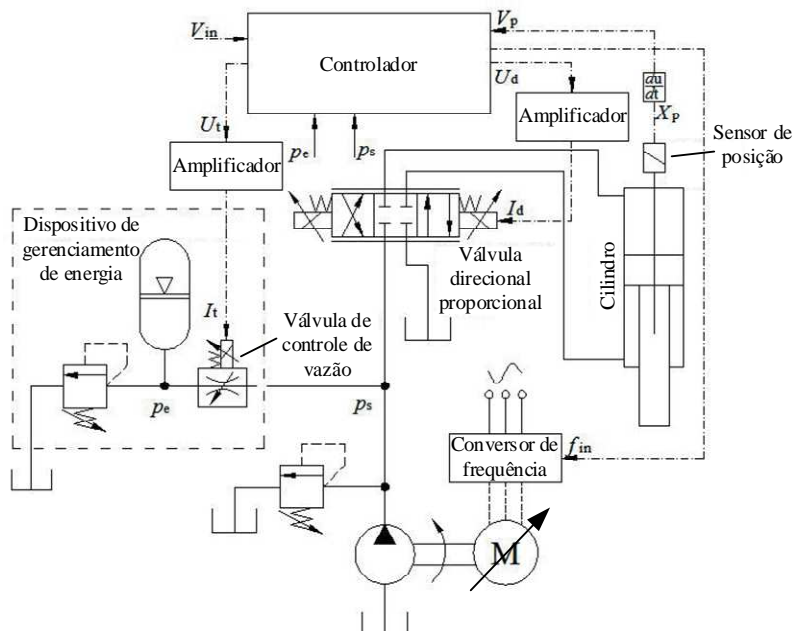


Fonte: adaptado de Helduser (1999), tradução nossa.

Um exemplo de combinação de meios de controle é o gerenciamento de energia com base em um acionamento com conversor de frequência apresentado por Xu *et al.* (2013), como mostra o circuito hidráulico da Figura 2.4. O sistema utiliza também uma válvula direcional proporcional para realizar o controle de posição e velocidade do cilindro e uma válvula de controle de vazão proporcional para o gerenciamento de energia do acumulador. A proposta resultou em um sistema com resposta dinâmica similar, mas energeticamente mais eficiente em relação ao sistema convencional utilizando válvula proporcional. Entretanto, esse sistema mantém o estrangulamento de

escoamento como método de controle de posição e velocidade, além de usar de um algoritmo de controle mais complexo por possuir três variáveis de comando (saídas de controle).

Figura 2.4 – Sistema para controle de velocidade de cilindro com bomba com velocidade variável baseado em gerenciamento de energia.



Fonte: Xu *et al.* (2013), tradução nossa.

Outro exemplo de emprego de método de controle hidráulico combinado é a utilização de uma bomba com deslocamento volumétrico e com frequência rotacional variáveis, como mostrado em Willkomm *et al.* (2014). A pesquisa obteve a otimização da dinâmica de resposta desse conjunto por meio de um controle adaptativo das duas variáveis de controle, ou seja, deslocamento volumétrico e frequência rotacional (velocidade angular).

Em relação as bombas operadas com velocidade variável disponíveis no mercado para uso industrial, Komsta (2013) apresenta, conforme mostrado na Figura 2.5, os conjuntos padronizados da linha Sytronix da Bosch Rexroth, que são classificados em três grupos, dependendo do princípio de acionamento: conversor de frequência com motor assíncrono (FcP), servomotor síncrono (SVP) e uma combinação

de conversor de frequência com motor assíncrono e bomba de deslocamento volumétrico variável (DFEn).

A utilização do Sytronix FcP é recomendada para controle de pressão e vazão em circuitos hidráulicos abertos, mas não é indicada para controle de posição e velocidade de atuadores devido à baixa resposta dinâmica do motor de indução com conversor de frequência. O Sytronix DFEn também é indicado apenas para circuitos hidráulicos abertos, mas o fato de utilizar uma bomba de deslocamento variável aumenta sua resposta dinâmica e permite sua aplicação inclusive para controle de potência. Para circuitos hidráulicos fechados, a opção recomendada é o Sytronix SVP em que um servomotor CA de resposta dinâmica mais rápida é capaz de trabalhar com bombas bidirecionais em circuito fechado para o controle de posição, velocidade, força, além de vazão e pressão (KOMSTA, 2013).

Figura 2.5 – Conjuntos padronizados da linha Sytronix da Bosch Rexroth.



Fonte: Komsta (2013), tradução nossa.

Devido a robustez, confiabilidade, facilidade de ser utilizado com redundância e alta eficiência energética, o controle de atuadores hidráulicos por ação direta na bomba é utilizado em aeronaves há cerca de duas décadas (NAVARRO, 1997). Em certas aplicações, como em superfícies de controle primária e secundária de aeronaves, a bomba controlada e o cilindro hidráulico simétrico são fornecidos como um produto compacto e sem uma unidade hidráulica central, ou seja, sem a

necessidade de instalação de tubulações e acessórios. Essa associação é denominada de atuador eletro-hidrostático (EHA – Figura 2.6). O conjunto compacto análogo que utiliza válvulas de controle proporcionais é chamado de atuador eletro-hidráulico (EH).

Figura 2.6 – Atuador eletro-hidrostático (EHA) da Moog para aeronaves



Fonte: Moog (2010).

2.3 ATUADORES LINEARES E BOMBAS COM VELOCIDADE VARIÁVEL

2.3.1 Aspectos gerais

Em virtude das características abordadas na seção anterior, as bombas com velocidade variável permitem o controle de posição e velocidade de atuadores hidráulicos, como cilindros simétricos ou assimétricos. Tipicamente cada acionamento com velocidade variável é capaz de realizar o controle de apenas um atuador. Estes sistemas podem ser implementados em circuito aberto, fechado ou semifechado e com atuador simétrico e assimétrico, conforme será discutido nas seções seguintes.

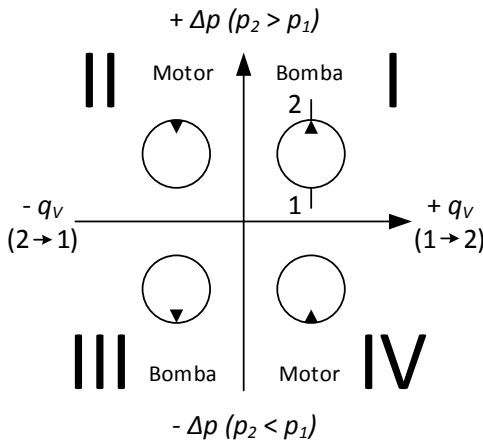
2.3.2 Quadrantes de operação de acionamentos hidráulicos

Um importante tópico a ser analisado quando se trata de sistemas hidráulicos é a unidade de conversão primária. A unidade pode ser uma bomba ou bomba-motor, unidirecional ou bidirecional, dependendo de suas características construtivas. Uma forma de caracterizar o modo de operação de unidades hidráulicas é por meio do diagrama dos quadrantes de operação apresentado na Figura 2.7 (KOMSTA, 2013).

O diagrama é dividido em quatro quadrantes, sendo o eixo horizontal dependente do sentido da vazão e o eixo vertical relativo a diferença de pressão na unidade. Quando o sentido de vazão é o mesmo da pressão diferencial, o acionamento opera em modo bomba

(quadrantes I e III), pois adiciona energia hidráulica ao sistema. Por outro lado, quando o sentido da vazão é contrário ao diferencial de pressão, o acionamento opera em modo motor (quadrantes II e IV), pois converte energia hidráulica em mecânica. Nesse caso, o servomotor acoplado a unidade hidráulica deve ter a capacidade de dissipar, armazenar ou transmitir a energia oriunda do sistema hidráulico. Quando o acionamento hidráulico é habilitado a trabalhar tanto em modo bomba como motor, o mesmo pode ser chamado de bomba-motor.

Figura 2.7 – Diagrama dos quadrantes de operação de acionamentos hidráulicos

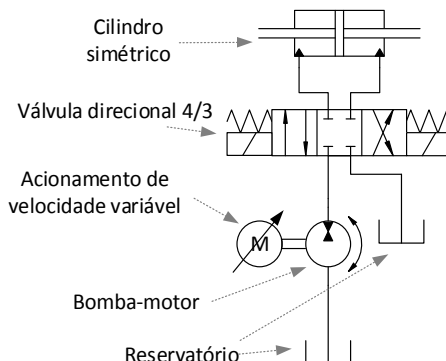


Fonte: elaborado pelo autor.

2.3.3 Circuito aberto com servomotor

Conforme apresentado na Figura 2.8, sistemas em circuito aberto necessitam de válvulas direcionais em aplicações em que o movimento do atuador em ambos os sentidos é exigido. A utilização de válvula direcional pode aumentar as perdas energéticas do sistema e provocar deslocamentos bruscos em inversões rápidas de sentido de movimento, visto que o servomotor e a válvula possuem dinâmicas de respostas distintas. O circuito apresentado na Figura 2.8 é simplificado e não inclui válvulas de alívio, filtro, trocador de calor, entre outros componentes possivelmente necessários para o funcionamento do sistema.

Figura 2.8 – Circuito simplificado de um sistema com bomba com velocidade variável e atuador simétrico em circuito aberto

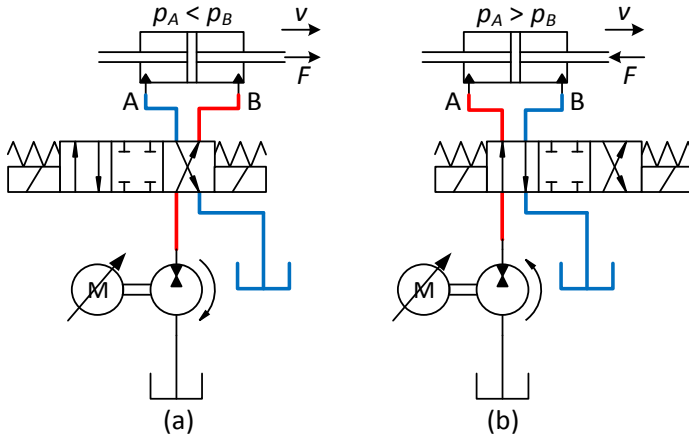


Fonte: elaborado pelo autor.

Caso o carregamento no cilindro seja no mesmo sentido do movimento (em inglês, *overrunning load*), é necessário que o acionamento controle a vazão que sai do cilindro. O procedimento é equivalente ao controle *meter-out* em cilindros controlados por válvula. Nesse caso o acionamento opera em modo motor como mostra a Figura 2.9(a). Nesse sistema, portanto, o acionamento precisa ser uma bomba-motor bidirecional com apenas uma porta de pressão (Figura 2.7, quadrantes I e II), visto que a outra porta (sucção) está sempre conectada ao reservatório.

Por outro lado, caso o sentido da força de carregamento for sempre contrária ao movimento, o acionamento hidráulico pode ser uma bomba unidirecional (Figura 2.7, quadrante I) que realiza o controle da vazão que é direcionada para o cilindro, conforme mostra a Figura 2.9(b). Esse caso é equivalente ao controle *meter-in* de cilindros controlados por válvula. Apesar do carregamento externo poder ser compensado por válvulas de contrabalanço, o controle simultâneo da bomba e da válvula direcional pode se tornar complexo, principalmente em sistemas com dinâmica elevada.

Figura 2.9 – Controle de cilindros hidráulicos por bomba-motor com velocidade variável em circuito aberto com carregamento (a) no mesmo sentido do movimento e (b) no sentido contrário ao movimento.



Fonte: elaborado pelo autor.

2.3.4 Circuito fechado e semifechado

2.3.4.1 Características principais

Em circuitos fechados e semifechados, o sentido do movimento é determinado unicamente pelo sentido de rotação do motor de acionamento, conforme visto na Figura 2.10(a) e Figura 2.10(b). Este fato simplifica o algoritmo de controle e suaviza as inversões de movimento. Assim como em circuito aberto, nessa configuração o carregamento no cilindro também define a necessidade de utilizar uma bomba ou bomba-motor.

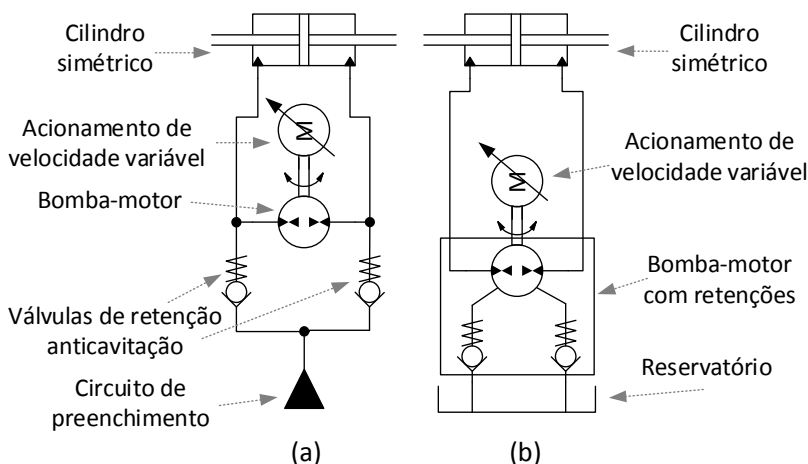
Caso não haja a possibilidade de haver carregamentos no mesmo sentido do movimento, é possível utilizar uma bomba bidirecional como acionamento hidráulico (Figura 2.7, quadrantes I e III). Esse é o caso da transmissão hidrostática apresentada na Figura 2.1. Entretanto, em certos equipamentos, como é o caso da prensa em estudo, é necessário a utilização de uma bomba-motor bidirecional (Figura 2.7, quadrantes I, II, III, e IV) para realizar o controle de posição sem a utilização de válvulas. Na prensa, o carregamento produzido pela força gravitacional na haste do cilindro possui o mesmo sentido durante o movimento de descida da viga superior. Durante a compressão a força passa a ser contrária ao movimento de descida.

2.3.4.2 Atuador simétrico

Na implementação do controle direto na bomba em circuito fechado com cilindros simétricos há a necessidade de compensar eventuais vazamentos no sistema hidráulico. A compensação é realizada por meio de válvulas de retenção com função anticavitação, da mesma forma que em transmissões hidrostáticas (VON LINSINGEN e DE NEGRI, 2011).

No caso de sistemas em circuito fechado, as válvulas de retenção são posicionadas entre as duas linhas do circuito principal e o circuito de preenchimento, conforme Figura 2.10(a). Caso, devido a algum vazamento no sistema, a pressão em uma das portas atinja um nível menor que a soma da pressão no circuito de suprimento e a pressão de abertura da retenção, a válvula abre e permite que vazão seja fornecida ao sistema. Por outro lado, em circuitos semifechados, em algum momento durante a operação do sistema haverá uma conexão entre um reservatório à pressão atmosférica e o circuito principal. No exemplo apresentado na Figura 2.10(b), essa ligação é realizada por meio de retenções acopladas às portas de uma bomba específica para essa aplicação.

Figura 2.10 – Circuitos simplificados de sistemas com bomba com velocidade variável e atuador simétrico em (a) circuito fechado e (b) circuito semifechado



Fonte: elaborado pelo autor.

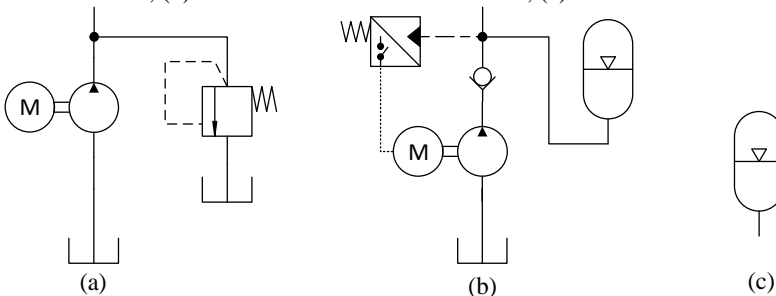
Existem diferentes configurações possíveis para circuitos de preenchimento utilizados em sistemas hidráulicos em circuito fechado (Figura 2.10(a)) e as três principais são apresentadas na Figura 2.11. A

configuração apresentada na Figura 2.11(a) utiliza uma bomba auxiliar para manter o circuito de suprimento em baixa pressão e uma válvula de alívio para limitar a pressão máxima do circuito de preenchimento. Essa pressão deve ser suficiente para que mesmo com a queda de pressão na válvula de retenção, a pressão não atinja valores inferiores ao recomendado pela fabricante da bomba principal e, portanto, a cavitação seja evitada. Essa configuração de circuito de suprimento é recomendada para sistemas que operam em modo contínuo.

Em inúmeras máquinas industriais, porém, o tempo de repouso é significativo em relação ao ciclo de operação da máquina e a utilização de uma bomba de suprimento em trabalho contínuo pode não ser energeticamente eficiente. Nesses casos, a utilização de uma bomba, um acumulador e um pressostato, conforme apresentado na Figura 2.11(b), pode ser mais adequado. O pressostato desliga a bomba quando a pressão máxima desejada é alcançada e torna a ligar quando a pressão mínima determinada é atingida. Nessa configuração, portanto, a pressão no circuito de suprimento vai trabalhar em uma faixa de valores maior do que na primeira solução. A configuração apresentada na Figura 2.11(c) também utiliza um acumulador como circuito de preenchimento, porém o carregamento do mesmo é realizado antes e não durante a operação.

Além disso, há aplicações em que se utiliza uma combinação entre as duas primeiras configurações apresentadas na Figura 2.11(a) e Figura 2.11(b), respectivamente (BOES e HELBIG, 2014). Um acumulador é utilizado para fornecer vazão ao sistema em condições críticas, enquanto uma bomba de menor tamanho em relação a configuração “a” é utilizada em operação contínua para carregar o acumulador.

Figura 2.11 – Exemplos de circuitos de preenchimento: (a) bomba auxiliar com válvula de alívio; (b) bomba auxiliar com acumulador; (c) acumulador.



Fonte: elaborado pelo autor.

Em circuitos semifechados, utiliza-se um reservatório como uma fonte de pressão atmosférica ao invés de usar um circuito de preenchimento. No entanto, sua utilização é restrita, pois a bomba fica suscetível a cavitação visto que a queda de pressão na válvula de retenção pode provocar pressões manométricas negativas na sucção da bomba. A ocorrência de cavitação pode provocar perdas de rendimento da bomba e redução de sua vida útil. Por esses motivos, a utilização dessa configuração deve ser realizada após observar as indicações do fabricante da bomba, o comportamento pressão/vazão nas válvulas de retenção e a avaliação do vazamento máximo do sistema.

É importante notar que na transmissão hidrostática apresentada na Figura 2.1, o circuito de preenchimento, além de compensar eventuais vazamentos externos, também garante constante renovação de fluido filtrado e resfriado no circuito principal (VON LINSINGEN e DE NEGRI, 2011). Isso acontece, pois em transmissões hidrostáticas normalmente o movimento rotativo é contínuo, calor é constantemente transferido ao fluido e o mesmo aquece rapidamente. Por sua vez, os circuitos com atuadores hidráulicos lineares apresentados na Figura 2.10 permitem que fluido novo somente seja inserido no circuito principal quando houver vazamentos externos. Essa configuração é apropriada quando a operação é periódica e o calor transmitido ao fluido durante os movimentos é dissipado ao ambiente durante os períodos de repouso. Contudo, se o movimento do cilindro hidráulico for frequente, pode ser necessário empregar uma solução similar ao da transmissão hidrostática.

2.3.4.3 Atuador assimétrico

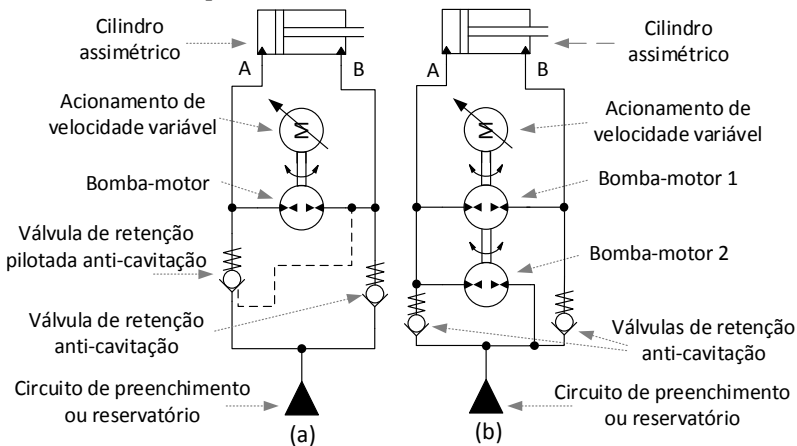
Em sistemas hidráulicos com cilindro assimétrico em circuito fechado e semifechado é necessária a compensação das diferentes demandas de vazão nas câmaras que possuem áreas distintas, além dos vazamentos internos e externos do sistema. No avanço de um cilindro assimétrico é necessário que uma vazão complementar seja inserida no circuito para que, somada a vazão que sai da câmara B, o sistema possa suprir a vazão necessária na câmara A. Por outro lado, durante o recuo do cilindro, a vazão excedente que sai da câmara A deve ser direcionada de volta para o circuito de suprimento.

Distintas configurações para compensação de áreas são possíveis e as duas principais são apresentadas na Figura 2.12: (a) válvulas hidráulicas pilotadas e (b) duas bombas em paralelo. Segundo Michel e Weber (2012), as duas soluções são robustas, porém o balanceamento por válvulas hidráulicas pilotadas é mais adequado para acionamentos mais simples e a opção por duas bombas é

recomendada para aplicações que exigem dinâmica e rigidez superiores. Ambas configurações podem utilizar circuito de suprimento (em circuito fechado) ou reservatório (em circuito semifechado), assim como descrito para atuadores simétricos (Seção 2.3.4.2).

No circuito mostrado na Figura 2.12(a) são utilizadas uma válvula de retenção pilotada conectada na câmara A do cilindro e uma retenção simples na câmara B. O objetivo é manter a câmara contrária ao movimento com a pressão do circuito de suprimento. Um arranjo equivalente é a utilização de duas válvulas de retenção pilotadas, o que diminui a queda de pressão no momento que a vazão de compensação entra no circuito durante recuo do cilindro.

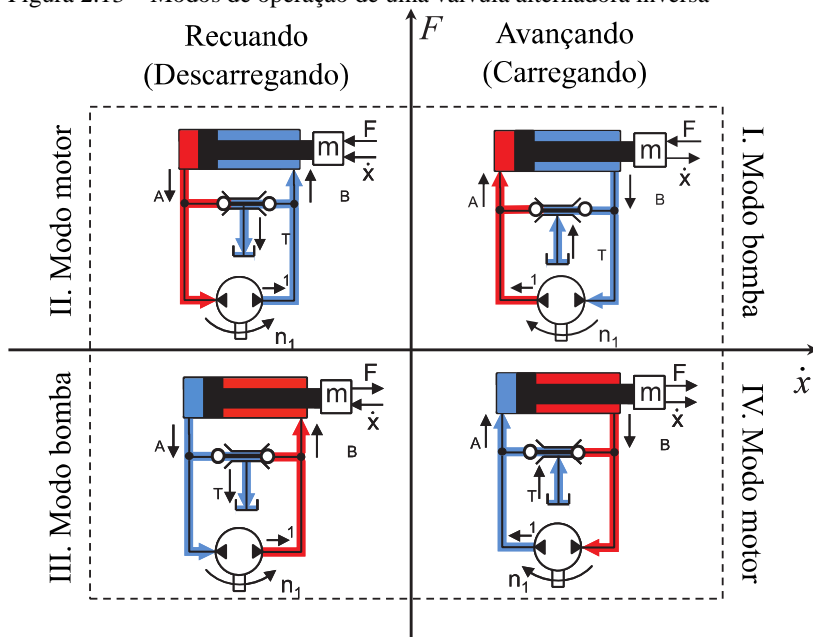
Figura 2.12 – Variações para compensação de vazão de cilindros assimétricos com bomba com velocidade variável: (a) válvulas hidráulicamente pilotadas e (b) duas bombas em paralelo.



Fonte: elaborado pelo autor.

Outra configuração similar é apresentada por Michel e Weber (2012), no qual uma válvula alternadora inversa (do inglês *Inverse Shuttle Valve*, tradução nossa), com função semelhante a duas válvulas de retenção pilotadas, é utilizada em circuito semifechado para a compensação de áreas e vazamento em um atuador eletro-hidrostático (EHA) de baixa potência (< 5 kW). A Figura 2.13 apresenta os modos de operação da válvula alternadora inversa em relação ao movimento de um cilindro assimétrico e a força externa aplicada ao mesmo. É possível observar que a abertura da válvula para esse sistema depende apenas da força externa.

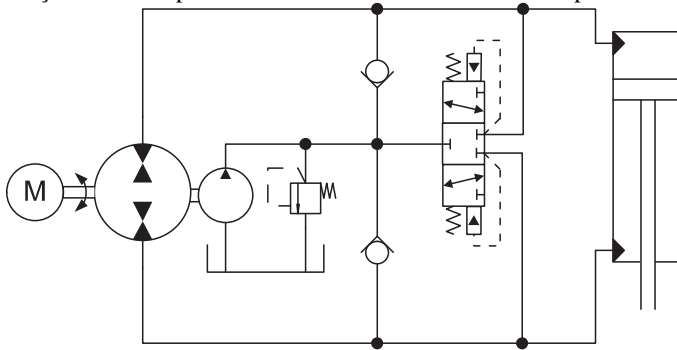
Figura 2.13 – Modos de operação de uma válvula alternadora inversa



Fonte: Michel e Weber (2012)

A utilização de válvulas no balanceamento de vazões também é aplicada por Kukkonen e Mäkinen (2014), em que diferentes métodos de controle são investigados para melhorar o baixo nível de amortecimento de atuadores eletro-hidroestáticos (EHA). No sistema investigado por Kukkonen e Mäkinen (2014), é utilizada uma configuração em circuito fechado com balanceamento de vazões por uma válvula direcional hidráulicamente pilotada 3/3 e circuito de preenchimento por bomba auxiliar e válvula de alívio (Figura 2.14).

Figura 2.14 – Circuito de um cilindro hidráulico com controle na bomba e compensação de vazão por válvula direcional hidráulicamente pilotada 3/3



Fonte: Williamson e Ivantysynova (2010) apud Kukkonen e Mäkinen (2014)

Por outro lado, pode-se utilizar duas bombas para o balanceamento das vazões como apresentado na Figura 2.12(b). A bomba 1 é conectada entre as duas câmaras e a bomba 2 é conectada entre o circuito de preenchimento e a câmara A. A fim de obter um correto balanceamento, a razão entre os deslocamentos volumétricos (r_D) das duas bombas deve seguir a seguinte relação:

$$r_D = \frac{D_2}{D_1} = \frac{A_A}{A_B} - 1 \quad (2.1)$$

sendo D_2 , o deslocamento volumétrico da bomba 2, D_1 , o deslocamento volumétrico da bomba 1, A_A , a área da câmara do lado do êmbolo e A_B , a área da câmara do lado da haste. É importante notar que a obtenção de bombas de tamanhos adequados para a compensação das áreas dos cilindros assimétricos pode não ser trivial, principalmente para casos em que a razão de áreas é elevada.

Uma proposta com funcionamento análogo a duas bombas, mas de maneira mais compacta, é apresentada por Boes e Helbig (2014) em que uma única bomba-motor de 3 portas é produzida especificamente para essa aplicação. Tikkanen e Tommila (2015), por outro lado, estuda de que forma o aumento na capacidade do circuito de preenchimento em um sistema com duas bombas permite a diminuição da demanda de torque e potência do acionamento elétrico. Desta forma, Tikkanen e Tommila (2015) propõe um acionamento híbrido, no qual a combinação de uma fonte de energia hidráulica e elétrica viabiliza a utilização de um acionamento elétrico com menor tamanho.

3 PRENSAS DOBRADEIRAS SINCRONIZADAS

3.1 INTRODUÇÃO

Capazes de realizar dobras em chapas e placas, as prensas dobradeiras podem ser classificadas, dependendo da tecnologia utilizada para a aplicação de força, em pneumática, hidráulica e elétrica. A medida que dobras de grandes comprimentos são requeridas, há a necessidade da utilização de dois ou mais atuadores sincronizados. Neste trabalho as prensas dobradeiras hidráulicas sincronizadas serão o foco de estudo.

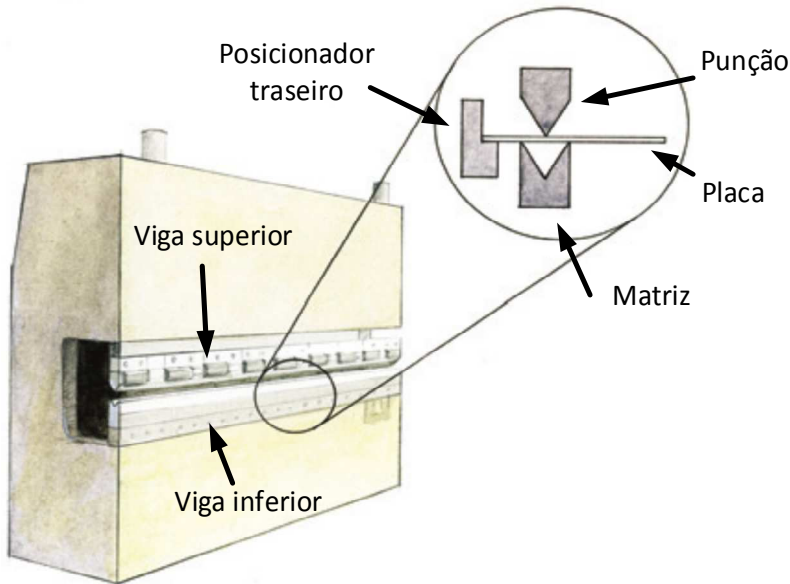
Mediante o correto posicionamento da chapa ou placa, a dobra desta é realizada por meio do movimento relativo entre a viga superior e a viga inferior, também chamada de mesa. Usualmente a mesa é estacionária e o movimento, que é unicamente vertical, é dado apenas pela viga superior, a qual é conectada às hastes dos cilindros. Devido as grandes forças envolvidas no processo de dobra, é imprescindível a utilização de dispositivos de segurança de forma a mitigar os possíveis riscos ao operador. Oliveira *et al.* (2014) apresentam um estudo sobre os aspectos de segurança de prensas dobradeiras hidráulicas para a adequação à norma regulamentadora de número 12 (MINISTÉRIO DO TRABALHO, 2009)

Este capítulo busca introduzir as principais características de prensas dobradeiras sincronizadas a fim de facilitar o entendimento da análise teórico-experimental realizada nos capítulos seguintes. Na Seção 3.2 serão abordadas as ferramentas necessárias para uma dobra em uma prensa dobradeira. O ciclo de operação e seus seis estágios serão descritos na Seção 3.3. Um sistema hidráulico com válvulas proporcionais, tradicionalmente utilizado nesse tipo de máquina é explicado na Seção 3.4. Por fim, a Seção 0 apresenta o estudo de caso desse trabalho, a prensa dobradeira sincronizada da Sorg modelo HES70-30, que utiliza controle na bomba por velocidade variável para o controle de posição e velocidade.

3.2 FERRAMENTAS DE DOBRA

As ferramentas que determinam o formato da dobra são o punção e a matriz, conectadas, respectivamente, à viga superior e à mesa. A Figura 3.1 apresenta uma ilustração de uma prensa dobradeira na qual são indicadas as vigas e as ferramentas de dobra.

Figura 3.1 – Ilustração de uma prensa dobradeira com indicação de suas ferramentas de dobra



Fonte: adaptado de IRSST (2010).

Rocha (2012) enfatiza que, após o dobramento, a peça retorna parcialmente a sua forma inicial devido a deformação elástica envolvida na dobra. Portanto, o ângulo de dobramento deve ser maior que o ângulo desejado para a peça após o fim da compressão.

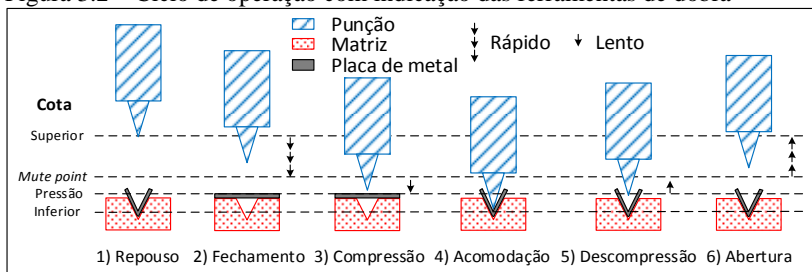
De acordo com Roelands (2000), além do comportamento do sistema de posicionamento hidráulico e dos formatos do punção e da matriz, diversos outros fatores podem influenciar na dobra da peça, a exemplo da relação de espessura da chapa com a largura da matriz e das propriedades dos materiais das ferramentas e da chapa. Visto que estas propriedades podem variar em peças de um mesmo lote, o processo de dobra com um alto nível de precisão é complexo.

3.3 CICLO DE OPERAÇÃO

O ciclo completo de dobra de uma peça, segundo Roelands (2000), é dado por seis estágios: repouso, fechamento, compressão, acomodação, descompressão e abertura. A Figura 3.2 apresenta uma ilustração dos estágios em função da posição do punção, sua velocidade e as cotas predeterminadas, as quais serão explicadas ainda nessa seção. A Figura 3.3, por outro lado, ilustra um ciclo de operação típico de uma

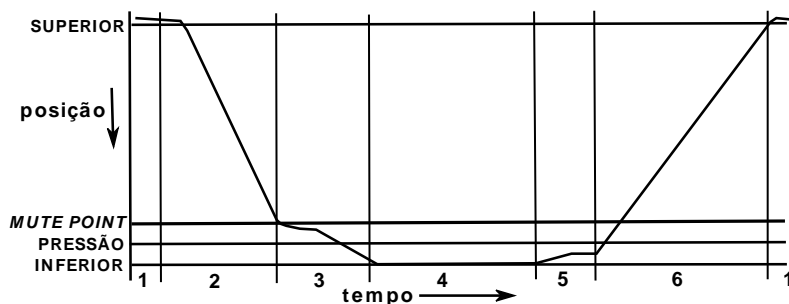
prensa dobradeira por meio da posição da viga superior em função do tempo e dos estágios.

Figura 3.2 – Ciclo de operação com indicação das ferramentas de dobra



Fonte: elaborado pelo autor.

Figura 3.3 – Posição da viga superior durante um ciclo da operação da prensa dobradeira



Fonte: adaptado de Roelands (2000).

A seguir, os estágios indicados na Figura 3.2 e Figura 3.3 são detalhados de acordo com Roelands (2000)¹. Os valores típicos de velocidade e períodos de tempo apresentados estão de acordo com a prensa analisada nesta dissertação.

1) Repouso – Rest

Enquanto a prensa dobradeira está ligada, mas não está operando, a máquina está no estágio de repouso e permanece neste até que o início de um ciclo de operação seja requisitado.

¹ Os termos em português foram traduzidos pelo autor.

2) Fechamento – Closing

Requisitado o início da operação, a viga superior desloca-se da posição inicial do processo (cota Superior) até uma altura estipulada acima da peça (cota MUTE) em um período curto de tempo ($\Delta t \sim 1$ s). Este procedimento é realizado tipicamente por meio de uma queda controlada da haste do cilindro.

3) Compressão – Pressing

Após alcançar o MUTE, a viga superior é desacelerada e, por vezes, parada. Uma velocidade constante ($v \leq 10$ mm/s) é então estabelecida até que viga superior alcance a posição final da dobra (cota Inferior). Nesse estágio, o movimento deve ser realizado sem sobressinal e com um sincronismo de 10 μ m, ou seja, uma diferença, entre os dois extremos da viga, menor que esse valor. A cota Pressão é dada na altura em que o punção atinge a peça.

4) Acomodação – Holding

Neste estágio a viga superior permanece na cota Inferior durante um intervalo de tempo ($\Delta t \sim 0.5$ s). O intervalo é necessário para que a deformação atinja um regime permanente.

5) Descompressão – Decompression

A fase de descompressão é iniciada para reduzir gradualmente a pressão nos cilindros durante um curto período de tempo ($\Delta t \sim 50$ ms). Como parte da deformação provocada pela dobra é deformação elástica, este procedimento evita uma movimentação brusca da peça.

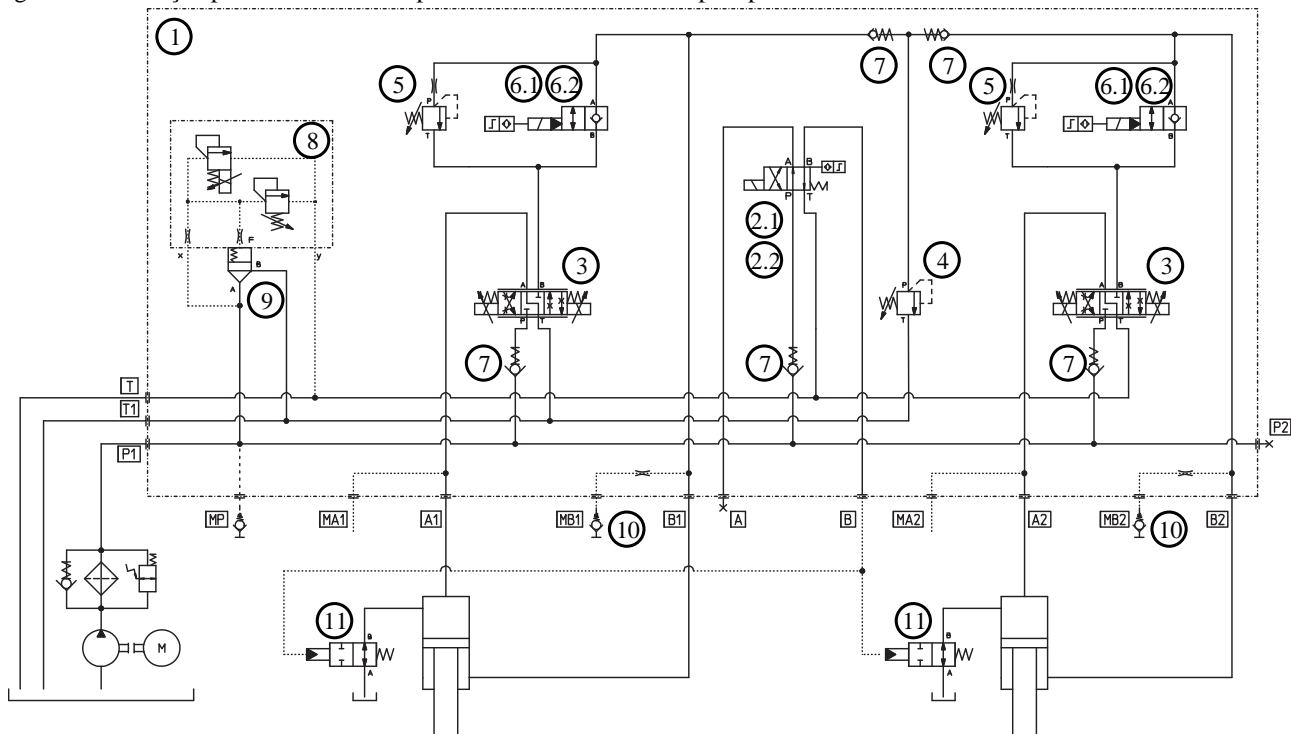
6) Abertura – Opening

A abertura é análoga ao estágio de fechamento, porém ocorre no sentido contrário. A viga superior alcança a cota Superior em um curto período de tempo. Após alcançar a cota Superior, a prensa retorna ao estágio de repouso (1).

3.4 PRENSAS COM VÁLVULAS PROPORCIONAIS

Prensas dobradeiras sincronizadas tradicionais utilizam válvulas direcionais proporcionais (ATOS, 2013) ou válvulas cartucho para realizar o controle de posição e velocidade. Nesta seção, uma das soluções disponíveis pela Atos (Figura 3.4) será utilizada como base para uma breve explicação do funcionamento de um circuito hidráulico típico para este tipo de máquina.

Figura 3.4 – Solução padrão da Atos do tipo PB06 com bloco central para prensas dobradeiras



Fonte: Atos (2013).

Nesta solução específica, o projeto é concentrado em um bloco central **(1)**. A linha de pressão **(P1)** é fornecida pelo subsistema de potência hidráulica, mostrado na região inferior esquerda do circuito hidráulico, o qual inclui uma bomba hidráulica acoplada a um motor elétrico. Inserido no bloco central **(1)**, estão as duas válvulas direcionais proporcionais de 4 vias e 3 posições **(3)** que controlam a vazão para as câmaras dos cilindros, sendo uma para cada cilindro hidráulico esquematizado na região inferior do circuito. A válvula de retenção **(7)** posicionada a montante das válvulas evita que fluido retorne à linha de suprimento em decorrência de pressão elevada associada ao carregamento no atuador. O conjunto válvula de cartucho pilotada **(9)** e válvula de alívio proporcional **(8)** permite o controle da pressão na linha de suprimento.

Ademais, a válvula de cartucho de 2 vias e 2 posições **(6)** determina se a vazão saindo da câmara B durante o avanço do cilindro deve ser direcionada diretamente para a válvula proporcional ao longo do estágio de fechamento ou passar pela válvula de controle de pressão **(5)**, que, por sua vez, garante um carregamento mínimo durante o estágio de compressão. Por outro lado, a vazão que entra na câmara B é livre em qualquer posição da válvula de cartucho **(6)**. Ainda no domínio da câmara B, a válvula de alívio **(4)** garante um limite máximo de pressão nesta câmara, ainda que haja falha no controle do sistema. Por meio das tomadas de pressão **(10)** é possível medir as pressões na câmara B e da linha de suprimento.

Por fim, a válvula de segurança **(2)** garante que a câmara A do cilindro só esteja pressurizada quando a mesma estiver acionada. Isto ocorre, pois, quando seu solenoide estiver desligado, sua mola garante que a porta B desta válvula esteja despressurizada. Assim, para os estágios de abertura e fechamento, a válvula de preenchimento **(11)** permanecerá em sua posição normal e a câmara A do cilindro estará em pressão atmosférica. Todavia, no caso dos estágios de compressão, acomodação e descompressão, o solenoide da válvula de segurança **(2)** é acionado, a porta B é pressurizada e não há a conexão livre da câmara A ao reservatório.

3.5 ESTUDO DE CASO: SORG HES 70-30

Apesar de possuir bom desempenho em relação a velocidade de dobra e sincronismo, as prensas dobradeiras com sistemas hidráulicos tradicionais realizam o controle das operações por meio do estrangulamento de escoamento, que é um método restritivo, ou seja, por meio de dissipação de energia, para realizar o controle de posição e velocidade dos cilindros.

Um exemplo de prensa dobradeira que utiliza acionamento por bomba com velocidade variável é apresentada por Lovrec e Kastrevc (2011), no qual um motor de indução com conversor de frequência em conjunto com uma válvula controladora de pressão proporcional realiza o controle de pressão na linha de suprimento. Portanto, apesar de ter apresentado maior eficiência energética em relação a prensa dobradeira tradicional, o sistema proposto por Lovrec e Kastrevc (2011) utiliza válvulas de controle restritivo para controlar a posição e a velocidade dos atuadores.

Por outro lado, a prensa dobradeira da fabricante Sorg, modelo HES70-30, mostrada na Figura 3.5, utiliza um servomotor CA como acionamento primário. O servomotor acoplado a uma bomba com velocidade variável garante uma dinâmica de resposta suficiente para realizar o controle de posição e velocidade do cilindro acoplada a viga superior.

As vantagens da HES70-30 observadas pelo fabricante em relação ao sistema tradicional são:

- Maior eficiência energética;
- Não necessita o uso de trocador de calor;
- Menor exigência no grau de limpeza do óleo;
- Emissão de ruídos reduzida.

Acerca da eficiência energética, a inovação realizada nessa máquina vai ao encontro das exigências mundiais pela utilização eficiente da energia. Além disso, de acordo com Helbig (2015), a redução da dissipação térmica permite que o resfriamento devido a convecção seja suficiente para manter o óleo a uma temperatura adequada. Desta forma, o uso de trocador de calor no sistema hidráulico é dispensado, o que reduz o número de componentes.

Outro ganho em não utilizar as válvulas direcionais proporcionais é que o grau de limpeza do óleo exigido é inferior, visto que essas válvulas são as que possuem maior sensibilidade a contaminação em um sistema tradicional. De acordo com Eaton Vickers (2002), em sistemas hidráulicos com pressões acima de 210 bar, a classe de limpeza do óleo

segundo classificação ISO 4406:1999 recomendada para válvulas direcionais proporcionais é de 17/15/12, enquanto que para bomba de engrenagens é de 18/16/13. Por fim, a diminuição nos ruídos audíveis emitidos é importante para o aumento do conforto do operador. Um melhor ambiente de trabalho pode melhorar a produtividade do operador e reduzir riscos de acidentes.

Figura 3.5 – Prensa dobradeira sincronizada em estudo

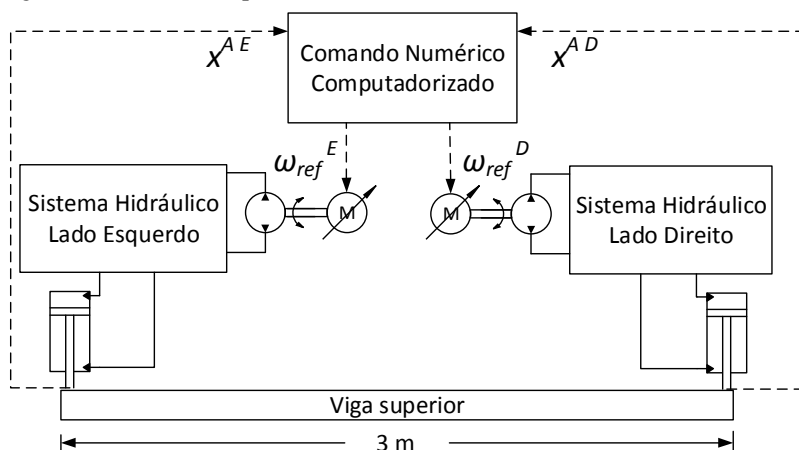


Fonte: disponibilizada por SORG.

Essa solução vem sendo aplicada por alguns fabricantes no mundo, porém a Sorg é a primeira no Brasil que o autor tem conhecimento. Como será discutido nessa dissertação, a obtenção de um circuito hidráulico que produza um desempenho adequado requer um estudo detalhado do sistema e de seus componentes.

Assim como nos modelos tradicionais, para uma operação correta essa máquina exige sincronização precisa durante o estágio de compressão ($< 10 \mu\text{m}$) entre seus dois atuadores situados em uma distância de três metros. O sincronismo é alcançado pelo Comando Numérico Computadorizado (CNC) por meio do controle da velocidade das bombas presentes nos dois circuitos hidráulicos idênticos da máquina, sendo um para cada lado conforme ilustrado na Figura 3.6.

Figura 3.6 – Leiaute da prensa dobradeira sincronizada



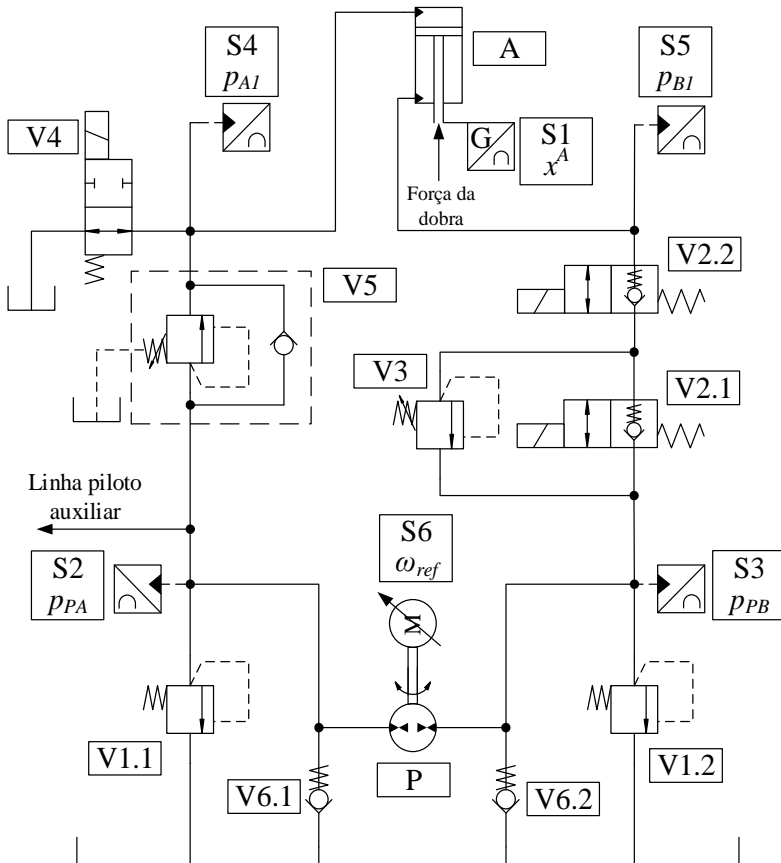
Fonte: elaborado pelo autor.

Uma característica relevante nesse sistema é a utilização de um cilindro assimétrico de duplo efeito com a área da câmara A cerca de onze vezes maior que da câmara B. Além disso, como visto na Seção 3.3, os diferentes estágios de operação da prensa implicam em diferentes demandas de vazão e pressão. Diante disso, o modelo HES70-30 substitui as válvulas proporcionais por uma bomba com velocidade variável para o controle de posição e velocidade, mas mantém as outras válvulas comuns ao sistema tradicional como as válvulas de preenchimento, contrabalanço e *on/off*, para atender as especificidades de cada estágio. Considerando esta combinação, a fabricante Sorg denomina essa solução de prensa dobradeira híbrida.

A Figura 3.7 apresenta o circuito hidráulico de apenas um lado da máquina, que inclui os sensores utilizados nos ensaios explicados na Seção 4.2. Nesse circuito, as válvulas de alívio (V1.1 e V1.2) são para fins de segurança. A válvula de duas vias com retenção (V2.1) permite a passagem livre para que vazão deixe a câmara B durante o movimento rápido de descida (estágio de fechamento) e impede esse caminho durante o movimento lento (estágio de compressão). A válvula de duas vias com retenção (V2.2) permite o caminho livre durante os movimentos de descida e restringe saída de vazão da câmara B nos demais estágios. A válvula de contrabalanço (V3) opera no estágio de compressão para evitar a queda livre do atuador, visto que a força gravitacional trabalha a favor do avanço da haste. A válvula de preenchimento (V4) é mantida aberta apenas durante os estágios de

fechamento e abertura, para prover a vazão necessária para a câmara A nos movimentos rápidos. A válvula de sequência (V5) garante que a pressão na linha A tenha um nível mínimo suficiente para a operação de componentes ligados a uma linha piloto auxiliar, que não está no escopo do estudo e por isso é omitido nessa descrição. Por fim, as válvulas de retenção (V6.1 e V6.2) evitam a cavitação na bomba durante os estágios de abertura e compressão, respectivamente.

Figura 3.7 – Circuito hidráulico de um lado da prensa dobradeira

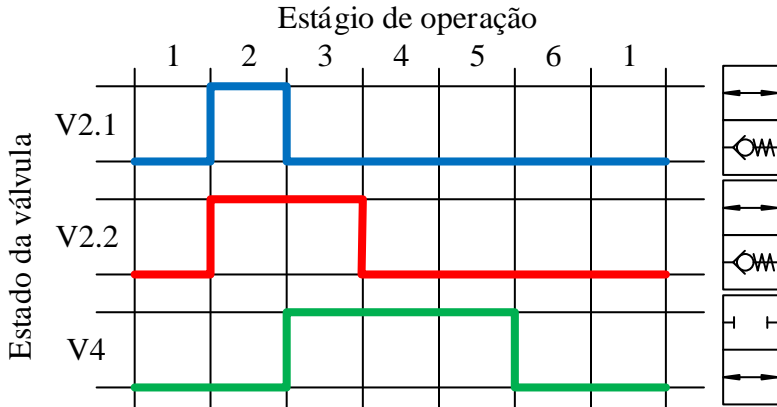


Fonte: elaborado pelo autor.

O adequado controle das válvulas apresentadas é fundamental para as transições entre os estágios ao longo de um ciclo de operação da máquina. Visto isso, a Figura 2.8 exhibe o diagrama de controle dos

estágios 1 ao 6 conforme apresentado na Seção 3.3. O estado de cada válvula quando acionada ou desligada é indicada no lado direito do diagrama.

Figura 3.8 – Diagrama de controle das válvulas



Fonte: elaborado pelo autor.

4 PROCEDIMENTOS DOS ENSAIOS

4.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo serão apresentados os procedimentos dos três ensaios realizados. A distribuição em três ensaios foi definida de forma a cobrir a faixa de operação da máquina com foco nas condições críticas. Os resultados destes ensaios são fundamentais para análise apresentada no Capítulo 5 e para a parametrização do modelo realizada no Capítulo 6.

A Seção 4.2 apresenta os procedimentos adotados nas medições realizadas com a HES70-30 em condições reais de operação. Esse ensaio foi realizado na própria fábrica da empresa Sorg.

Na Seção 4.3 é descrito o ensaio realizado na unidade primária do sistema hidráulico da HES70-30 separadamente. O conjunto é formado pelo servomotor CA e a bomba-motor. Uma bancada de testes, com base na norma ISO 4409:2007, disponibilizada pela fornecedora de sistemas hidráulicos Argo-Hytos AT foi utilizada para esse ensaio.

Por fim, a Seção 4.4 descreve as medições realizadas, com base na norma ISO 4411:1986, sobre as válvulas de retenção utilizadas na máquina da Sorg bem como em outras similares, visto que esse componente é crítico para o desempenho da máquina. Os ensaios ocorreram no Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos (LASHIP) da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC).

4.2 CICLO DE OPERAÇÃO

O ensaio foi realizado com a reprodução de condições reais de operação da HES70-30, como mostra a Figura 4.1. As medições foram efetuadas apenas no circuito hidráulico do lado esquerdo conforme Figura 3.6 e Figura 3.7, visto que é possível fazer a caracterização da máquina por meio das medições de apenas um lado. Além disso, menor número de transdutores de pressão foram necessários nesse caso. O sistema de aquisição de dados utilizado foi o AQ-USB Resolution 4350 da AQTech com um período de amostragem de 10 ms e resolução de 16 bits.

A velocidade angular de referência do servomotor (ω_{ref}) foi medida diretamente do CNC da máquina. Além desses, foram adicionados um transdutor de posição na haste do cilindro (x^A) e quatro transdutores de pressão no sistema hidráulico: nas duas câmaras do cilindro (p_{A1} e p_{B1}) e nas duas portas da bomba (p_{PA} and p_{PB}).

No Quadro 4.1 são apresentadas as especificações técnicas dos sensores utilizados. O erro de linearidade é utilizado como parâmetro de

incerteza dos sensores. De acordo com Albertazzi (2002), o erro de linearidade é o parâmetro que expressa o quanto a característica de resposta real se afasta da reta ideal. Nenhum filtro de sinal foi utilizado durante a medição a fim de evitar que a dinâmica do sistema fosse mascarada.

Figura 4.1 – Imagem do ensaio realizado na SORG HES70-30



Fonte: elaborado pelo autor.

Quadro 4.1 – Especificações técnicas dos sensores utilizados no ensaio do ciclo de operação com o sistema AQ-USB Resolution 4350

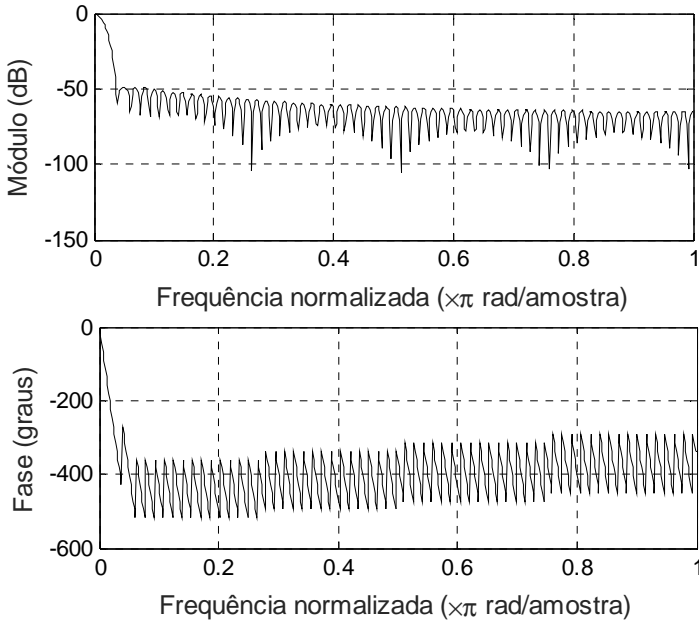
Sinal	Modelo do sensor	Tipo	Faixa (FM)	Erro de linearidade
x^A	novotechnik - LWH0150	Transdutor de posição potenciométrico	150 mm	$< \pm 0,08 \%$
p_{PA}	HBM - P15RVA1/200b	Transmissor de pressão	200 bar	$< \pm 1 \%$
p_{A1}	HBM - P15RVA1/200b	Transmissor de pressão	200 bar	$< \pm 1 \%$
p_{PB}	HBM - P2VA1/500bar	Transmissor de pressão	500 bar	$< \pm 0,3 \%$
p_{B1}	HBM - P2VA1/500bar	Transmissor de pressão	500 bar	$< \pm 0,3 \%$

Fonte: novotechnik (2012), HBM ([ca. 2000]-a) e HBM ([ca. 2000]-b).

Foram realizadas 155 medições no total, com diferentes velocidades de operação em cada estágio ajustadas por meio de alteração de parâmetros do CNC e executadas com e sem peça para dobra. As medições sem a realização de dobra foram utilizadas para uma estimativa inicial das características das válvulas em regime permanente (Seção 6.4) e do mapa de atrito do cilindro (Seção 6.6). Para as estimativas desses parâmetros foi necessário a utilização de duas variáveis que não foram medidas diretamente: a velocidade do cilindro (v^A) e a vazão volumétrica (q_v) nas válvulas.

A velocidade em regime permanente foi obtida indiretamente com a utilização de um filtro sobre o sinal de posição (x^A) e sua posterior derivação. A utilização do filtro de sinal se fez necessária visto que o sinal de velocidade derivado da posição sem a utilização de um filtro produziu curvas que tornaram a leitura inviável, uma vez que o nível de ruído associado à medição realizada na própria fábrica foi significativo. O filtro de sinal utilizado é um FIR passa-baixa de 128ª ordem obtido pelo método da janela de Hamming (SMITH, 2007). A resposta em frequência do filtro é apresenta na Figura 4.2.

Figura 4.2 – Resposta em frequência do filtro utilizado sobre o sinal de posição do cilindro no processo de estimativa da velocidade



Fonte: elaborado pelo autor.

Visto a impossibilidade da utilização de sensores de vazão no ensaio na máquina, foi necessário estimar a vazão volumétrica a partir da área do cilindro e sua velocidade a fim de obter as características das válvulas. Apesar dos erros associados a essa medição indireta, como o uso de filtro de sinal, vazamentos internos e compressibilidade do fluido, o procedimento mostrou-se satisfatório para uma estimativa inicial.

Por fim, a análise realizada na Seção 5 utiliza o resultado do ensaio durante uma dobra de uma chapa de 6,35 mm ($1/4''$) posicionada simetricamente ao longo da mesa (viga inferior). O CNC foi programado para a operação com uma força de dobra de aproximadamente de 450 kN.

4.3 ACIONAMENTO HIDRÁULICO PRIMÁRIO

A fim de obter o mapa de eficiência volumétrica utilizado na modelagem da bomba-motor (Seção 6.5), foi necessária a realização de um ensaio sobre o conjunto do servomotor CA e a bomba-motor conforme a Figura 4.3. O circuito do ensaio realizado com base na

norma ISO 4409:2007 é apresentado na Figura 4.4. O sistema de aquisição de dados utilizado foi o AQ-USB Resolution 4350 da AQTech.

Figura 4.3 – Imagem do ensaio realizado sobre acionamento hidráulico primário

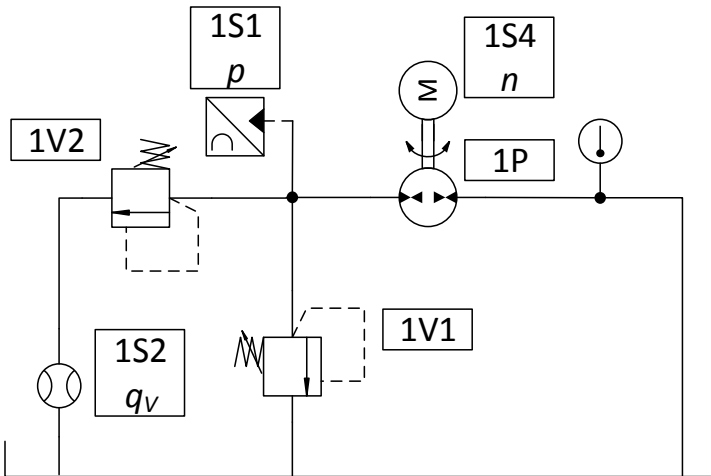


Fonte: elaborado pelo autor.

Foram medidas a frequência rotacional do conjunto (n), a pressão na saída da bomba (p) e a vazão volumétrica (q_V). Manteve-se a frequência rotacional constante e alterou-se a pressão na saída da bomba, por meio da válvula limitadora de pressão (1V2), em uma quantidade suficiente de valores para obter uma indicação representativa do comportamento da bomba (1P) na faixa de pressão de operação da máquina (0 a 250 bar). O procedimento foi repetido para outras velocidades de rotação de forma a descrever o comportamento, em regime permanente, da bomba na faixa de velocidade de rotação da máquina (0 a 1300 rpm). A válvula de alívio (1V1) tem função apenas de segurança.

No Quadro 4.2 são apresentadas as especificações técnicas dos sensores utilizados. Assim como no ensaio descrito na Seção 4.2, o erro de linearidade é utilizado como parâmetro de incerteza do sensor de pressão.

Figura 4.4 – Circuito hidráulico do ensaio no acionamento hidráulico primário



Fonte: elaborado pelo autor.

Os dados foram coletados apenas após o regime permanente ser atingido. Além disso, o ensaio foi elaborado em apenas um sentido de rotação do conjunto, pois o comportamento do conjunto é considerado simétrico. Por fim, o torque na bomba não foi medido visto que a avaliação do rendimento mecânico está fora do escopo do trabalho.

Quadro 4.2 – Especificações técnicas dos sensores utilizados no ensaio do acionamento hidráulico primário com o sistema AQ-USB Resolution 4350

Sinal	Modelo do sensor	Tipo	Faixa (FM)	Erro de linearidade
1S1 p	HBM - P2VA1/500bar	Transmissor de pressão	500 bar	$< \pm 0,3 \%$
1S2 q_v	Webtec CT 15	Transmissor de vazão tipo turbina	15 L/min	*

* Em leituras de 15 a 100 % FM, a incerteza é 1 % do valor medido; abaixo de 15 % FM a incerteza é de 0,15 % FM.

Fonte: HBM ([ca. 2000]-a) e Webtec (2014).

4.4 VÁLVULAS DE RETENÇÃO

Uma vez que o sistema utiliza uma unidade de engrenamento interno bidirecional em circuito fechado, a sucção de fluido do

reservatório é realizada, em certos estágios de operação, por meio das válvulas de retenção (V6.1 e V6.2 da Figura 3.7). Uma escolha incorreta destas válvulas pode provocar cavitação posto que a ocorrência de liberação de bolhas de ar e vaporização do fluido hidráulico é bastante sensível à queda de pressão na válvula. Além disso, há a possibilidade da não abertura da válvula, o que provocaria a obstrução de passagem de fluido.

Em razão da importância do comportamento desta válvula no funcionamento da máquina foi realizado um ensaio específico para caracterizar seu comportamento na faixa de operação utilizada. Este ensaio foi implementado com base na norma ISO 4411:1986, que define o procedimento para determinação das características de pressão diferencial/vazão em válvulas hidráulicas. A imagem da bancada é apresentada na Figura 4.5 e o circuito hidráulico na Figura 4.6. O sistema de aquisição de dados utilizado foi o AQ-USB Resolution 4350 da AQTech. No Quadro 4.3 são apresentadas as especificações técnicas dos sensores utilizados. Assim como nos demais ensaios, o erro de linearidade é utilizado como parâmetro de incerteza dos sensores de pressão.

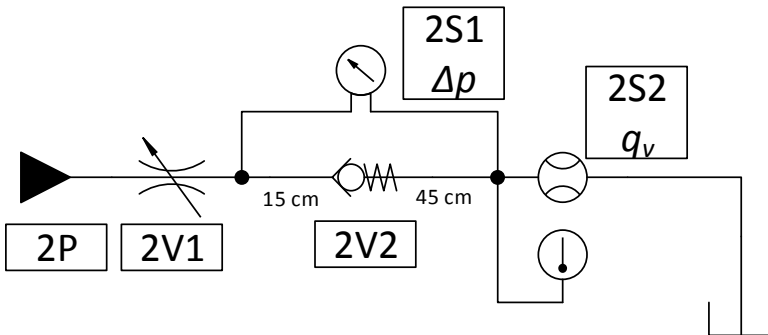
A partir de uma condição fechada, abre-se manualmente a restrição variável (2V1), para atingir níveis de vazão volumétrica (q_v) entre 1 L/min até a vazão máxima do sistema (em torno de 44 L/min). Mede-se o diferencial de pressão (Δp) entre um ponto posicionado a 15 cm a montante da válvula de retenção (2V2) e uma posição 45 cm a jusante. Em seguida o procedimento é conduzido de forma análoga no sentido inverso. Desta forma pode-se caracterizar o comportamento pressão diferencial/vazão da válvula de retenção (2V2) e sua histerese.

Figura 4.5 – Imagem do ensaio para a caracterização das válvulas de retenção



Fonte: elaborado pelo autor.

Figura 4.6 – Circuito hidráulico do ensaio de caracterização das válvulas de retenção.



Fonte: elaborado pelo autor.

Quadro 4.3 – Especificações técnicas dos sensores utilizados no ensaio das válvulas de retenção com o sistema AQ-USB Resolution 4350

Sinal	Modelo do sensor	Tipo	Faixa (FM)	Erro de linearidade
2S1 Δp	HBM PD1/10	Transdutor de pressão diferencial	± 10 bar	< 1 %
2S2 q_v	Webtec CT 60	Transmissor de vazão tipo turbina	60 L/min	*
* Em leituras de 15 a 100 % FM, a incerteza é 1 % do valor medido; abaixo de 15 % FM a incerteza é de 1 % de 15 % FM.				

Fonte: HBM ([ca. 1980]) e Webtec (2014).

A fim de compensar a influência da tubulação nas medições, a perda de carga sobre a mesma foi estimada por meio da equação desenvolvida por Darcy e Weisbach (VON LINSINGEN, 2013) expressa como:

$$\Delta p = f \frac{L \rho}{d_i} v^2, \quad (4.1)$$

onde f é o fator de atrito, L o comprimento do tubo, d_i , o diâmetro interno e v , a velocidade média do escoamento. A fim de obter o fator de atrito, calcula-se o número de Reynolds (R_e) definido por:

$$R_e = \frac{4q_v}{\pi v d_i}, \quad (4.2)$$

em que q_v é a vazão volumétrica e v , a viscosidade cinemática. Para uma vazão máxima de 44 L/min e considerando uma viscosidade cinemática de 46 mm²/s e diâmetro interno de 14 mm, o número de Reynolds obtido foi de 1450. Portanto, o escoamento é laminar em toda a faixa de medição do ensaio. De acordo com von Linsingen (2013), resultados experimentais mostram que o fator de atrito para escoamento laminar é independente da rugosidade do tubo e pode ser definido por:

$$f = \frac{64}{R_e}. \quad (4.3)$$

Calcula-se, portanto, a perda de carga por meio das equações (4.1) e (4.3) e seu valor é subtraído no diferencial de pressão medido.

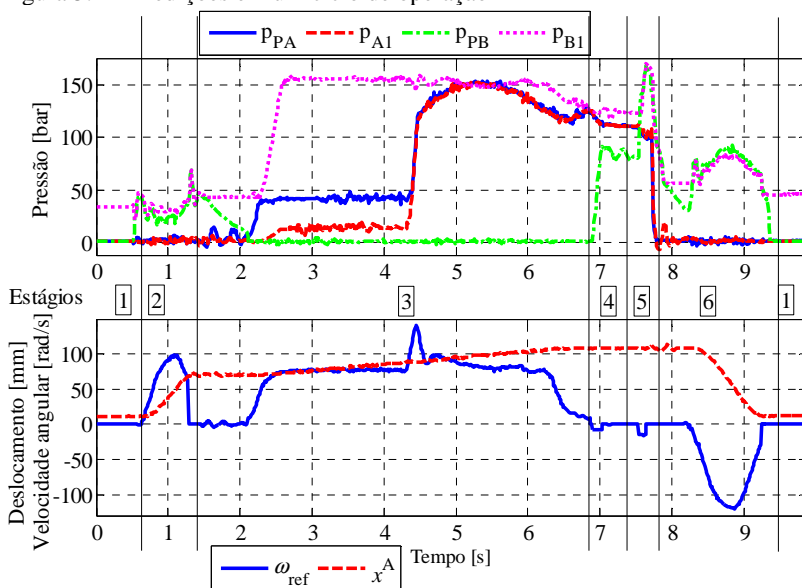
5 ANÁLISE DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS

5.1 INTRODUÇÃO

Nesse capítulo, será analisado o comportamento das pressões medidas experimentalmente em cada estágio de operação da máquina. Esse procedimento é importante no contexto geral do estudo, pois permite identificar as condições críticas da máquina que deverão ser investigadas e entender quais fenômenos dinâmicos são essenciais para uma satisfatória representação do sistema em simulação.

As medições de um ciclo completo da prensa dobradeira foram realizadas conforme descrito na Seção 4.2 e com dobra de uma chapa de 6,35 mm ($\frac{1}{4}$ " de espessura e 60 cm de comprimento posicionada simetricamente ao longo da mesa (viga inferior). O CNC foi programado para uma força de dobra de aproximadamente 450 kN. As curvas obtidas ao longo do ciclo de operação completo são apresentadas na Figura 5.1, na qual os estágios de operação são identificados por seus respectivos números. As curvas de cada estágio serão analisadas separadamente na Seção 5.2. Os dados incluem a frequência rotacional de referência do servomotor, o deslocamento do cilindro, e as pressões nas duas câmaras do cilindro e nas duas portas da bomba-motor.

Figura 5.1 – Medições em um ciclo de operação



Fonte: elaborado pelo autor.

5.2 ANÁLISE NOS DIFERENTES ESTÁGIOS DO CICLO DE OPERAÇÃO

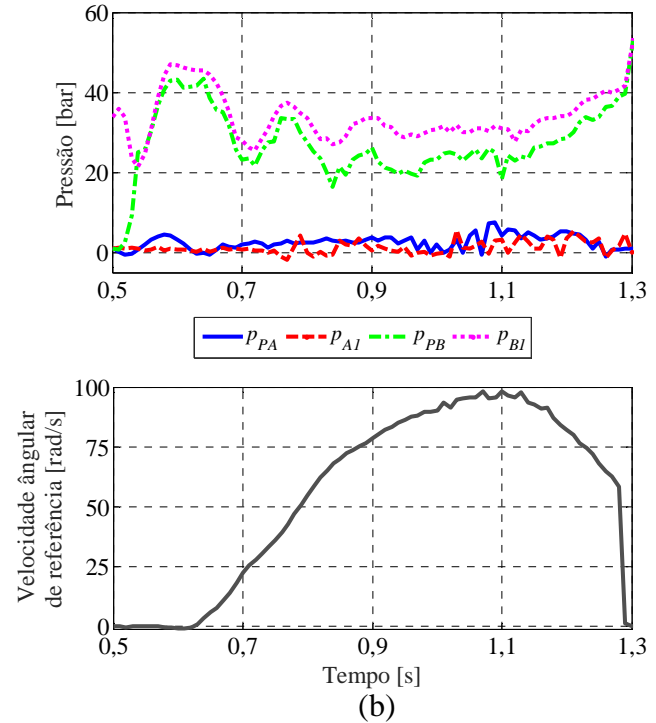
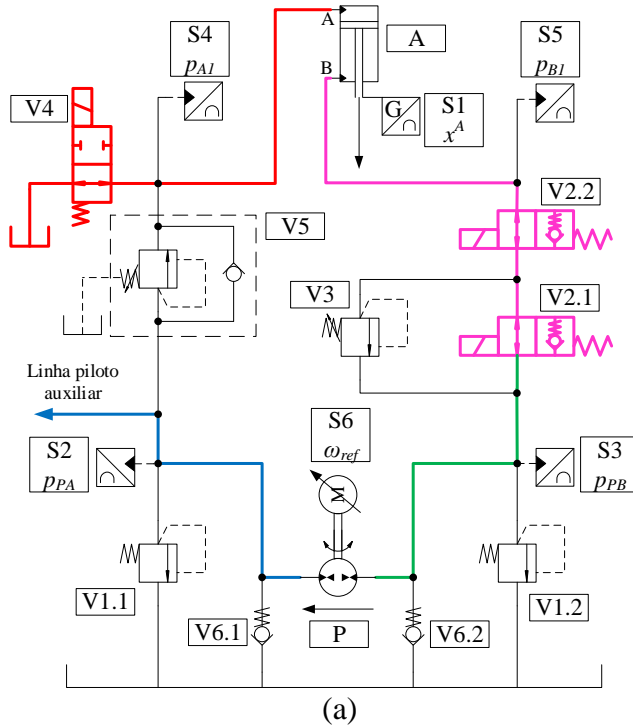
5.2.1 Estágio de fechamento

Requisitado o início da operação, a máquina deixa o repouso e entra no estágio de fechamento. Nesse estágio a viga superior desloca-se da posição inicial do processo (cota Superior) até uma altura estipulada acima da peça (cota MUTE) em um período curto de tempo (~ 1 s).

A Figura 5.2(a) apresenta os estados das válvulas e a condição do circuito hidráulico durante o estágio de fechamento, enquanto a Figura 5.2(b) exhibe as medições dos quatro sensores de pressão (p_{PA} , p_{A1} , p_{PB} e p_{B1}) e o sinal de referência para a velocidade angular (U_C) enviado do CNC para a eletrônica de comando do servomotor. Como mostrado no diagrama de controle das válvulas da Figura 3.8, as válvulas de duas vias com retenção (V2.1 e V2.2) são acionadas e abertas. Além disso, a válvula de preenchimento (V4) é mantida na posição normalmente aberta, o que faz com que, ao longo desse deslocamento, o reservatório supra o volume necessário para a câmara A.

O movimento durante o estágio é resultante de uma força gravitacional de cerca de 5540 N aplicada a cada cilindro. Essa força é estimada em razão da massa aproximada da viga de 1130 Kg e considerando uma distribuição simétrica de forças entre os dois cilindros. O controle de velocidade é realizado por meio de um controlador proporcional que aciona a bomba-motor (P), que, por sua vez, regula a vazão que sai da câmara B. Tendo em vista que a vazão da bomba-motor (P) é no sentido da porta B para A e o diferencial de pressão é no sentido contrário ($p_{PA} < p_{PB}$), observa-se que a mesma trabalha em modo motor durante o estágio. Nesse caso, portanto, a sucção da bomba-motor é a porta B e uma vez que a mesma mantém pressões manométricas positivas ao longo de todo o estágio, o fenômeno de cavitação é evitado.

Figura 5.2 – Análise (a) do circuito hidráulico e (b) das pressões durante o estágio de fechamento



Fonte: elaborado pelo autor.

5.2.2 Estágio de compressão

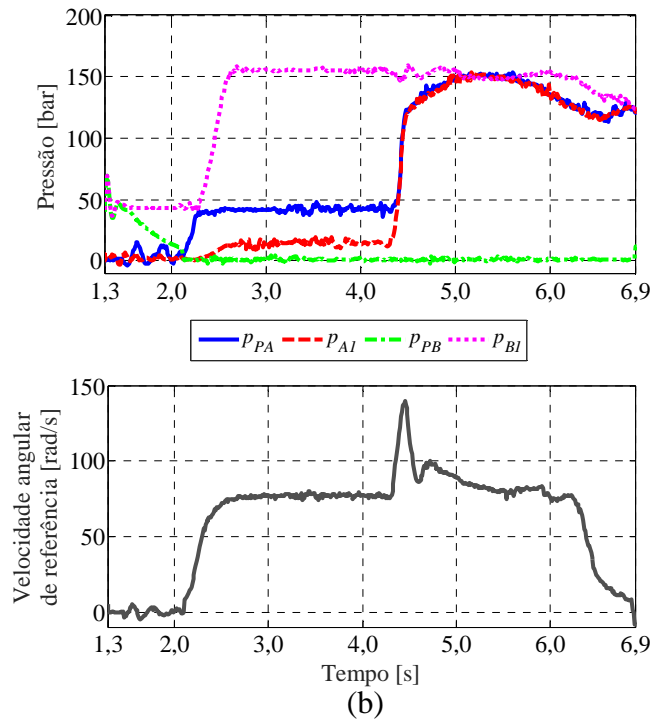
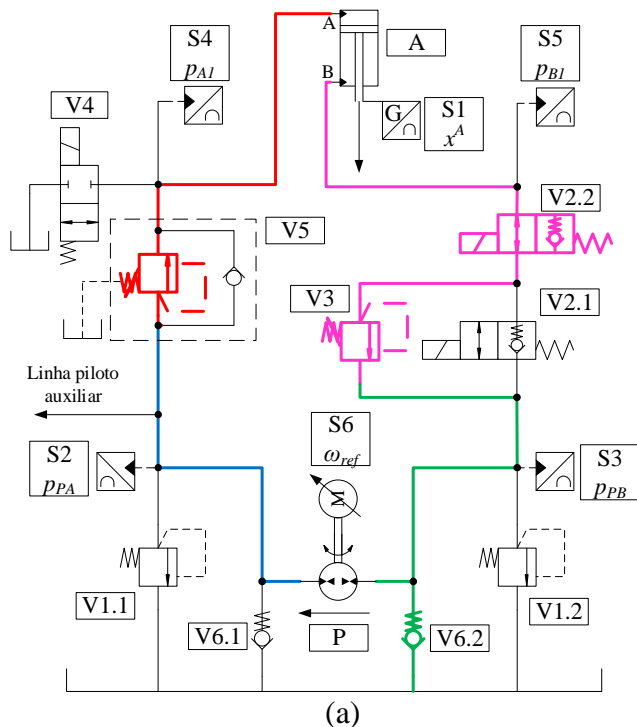
Após alcançar o MUTE, a viga superior é desacelerada e o movimento é suspenso. O CNC comanda, então, o fechamento das válvulas V2.1 e V4. Após cerca de um segundo, o CNC aciona um controlador PID que comanda o servomotor para que a viga superior mantenha uma velocidade constante de 10 mm/s até que a posição final da dobra (conta Inferior) seja alcançada. Ao longo do estágio de compressão é que o punção acoplado a viga superior encontra a chapa de metal e a dobra é realizada. Como pode ser observado por meio do aumento da pressão na câmara A do cilindro (p_{A1}), o dobramento tem início em um instante próximo a 4,4 segundos.

De maneira análoga ao apresentado para o estágio de fechamento, a Figura 5.3(a) apresenta o circuito hidráulico, enquanto a Figura 5.3(b) exhibe as medições das pressões e da velocidade angular de referência, ao longo do estágio de compressão. Nesse caso, a bomba-motor atua no modo bomba, visto que a vazão da bomba-motor continua no sentido da porta B para A, porém, ao contrário do estágio de fechamento, a pressão na porta A (p_{PA}) é maior que na porta B (p_{PB}).

O fechamento da válvula V4 exige que toda a vazão que entra na câmara A seja fornecida pela bomba-motor. Contudo, a área da câmara A é cerca de onze vezes maior que da câmara B. Desta forma, desconsiderando a compressibilidade do fluido, para que o movimento de avanço ocorra corretamente, o sistema exige que uma vazão onze vezes maior entre na câmara A quando comparado a vazão que sai da câmara B. Como a vazão da câmara B não é suficiente, a pressão na porta B cai até que a válvula de retenção V6.2 abra e a compensação de vazão seja alcançada, como mostra a Figura 5.3(b) a partir de 2 segundos.

A pressão na porta B durante o estágio de compressão depende, portanto, diretamente das características da válvula de retenção como a pressão de abertura e o comportamento pressão diferencial/vazão, assunto que será abordado detalhadamente na Seção 5.3. Entretanto, tendo em vista que a válvula de retenção fornece vazão por meio do reservatório em pressão atmosférica, qualquer queda de pressão na válvula faz com que a pressão manométrica na porta B seja negativa. Desta forma, se outras condições forem favoráveis para a cavitação, como por exemplo a baixa solubilidade do gás e alta viscosidade, a pressão manométrica negativa pode provocar cavitação na sucção da bomba-motor. Esse fenômeno indesejado pode acarretar em perda de rendimento, danificar o componente e até mesmo impedir a passagem de fluido.

Figura 5.3 – Análise (a) do circuito hidráulico e (b) das pressões durante o estágio de compressão



Fonte: elaborado pelo autor.

5.2.3 Estágio de descompressão

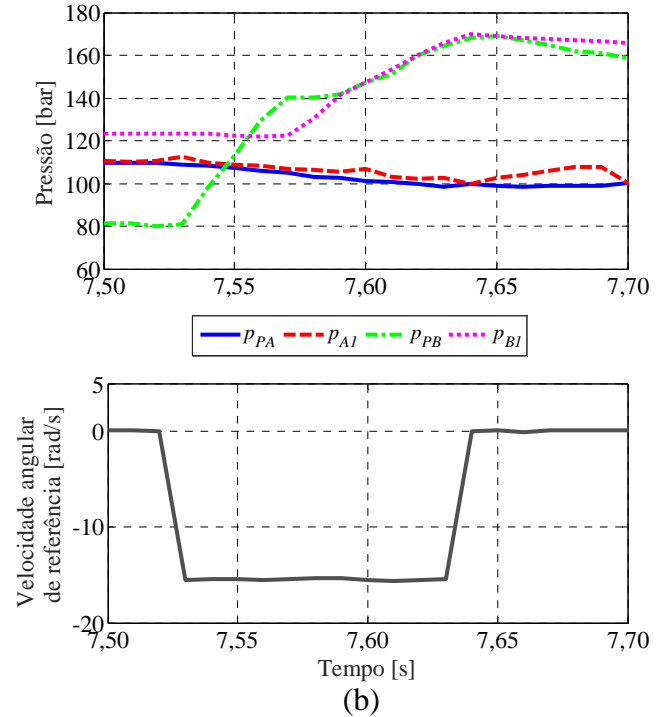
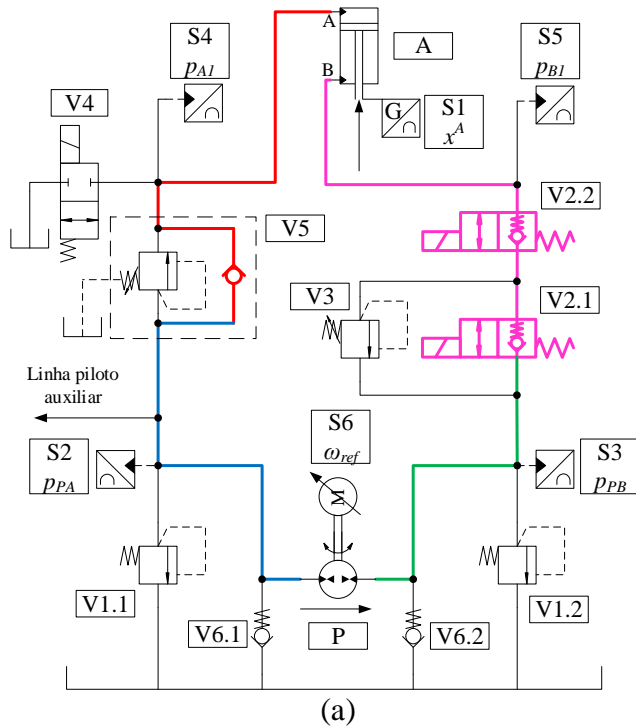
A Figura 5.4(a) apresenta o circuito hidráulico ao passo que a Figura 5.4(b) apresenta os dados experimentais da prensa dobradeira durante o estágio de descompressão. A bomba é acionada a uma velocidade quase constante de 15,5 rad/s (148 rpm) durante o período de 7,52 a 7,62 segundos com o objetivo de reduzir a pressão na câmara A antes da abertura da válvula de preenchimento.

Inicialmente as pressões na porta A da bomba (p_{PA}) e na câmara A do cilindro (p_{A1}) aumentam e na porta B (p_{PB}) diminui enquanto a pressão na câmara B (p_{B1}) permanece constante. Após a pressão na porta B da bomba atingir um valor maior que a soma das pressões de abertura das válvulas V2.1 e V2.2 e a pressão na câmara B, a última começa a subir. No instante próximo de 7,64 segundos, a bomba para e as pressões se estabilizam.

Devido à diferença no volume hidráulico das câmaras do cilindro, uma redução de apenas 10 bar é observada na pressão da câmara A enquanto na porta B da bomba aumenta de 80 a 165 bar em 120 milissegundos. Como consequência, a redução na pressão da câmara A é limitada pela alta pressão induzida na câmara B durante esse procedimento. A pressão na câmara A estará, portanto, muito alta e um choque hidráulico pode ocorrer no momento que a descompressão é concluída e a válvula de preenchimento (V4) é aberta. Essa queda rápida da pressão na câmara A é apresentada na Figura 5.5(b) no instante inicial do estágio de abertura.

De acordo com a literatura (TRINKEL, 1996), uma das maiores causas de deterioração de componentes hidráulicos é o choque hidráulico. Além disso, a ocorrência de choques hidráulicos pode provocar movimentos súbitos da placa de metal e perda de sincronização entre os dois cilindros da prensa, o que torna uma condição crítica. Para mitigar esse efeito deve se permitir um caminho para o excesso de fluido hidráulico ou aumentar a capacitância da linha B durante o estágio de descompressão. Desta forma seria possível aumentar a velocidade da bomba durante da descompressão e reduzir a pressão na linha A até níveis adequados para o momento de abertura da válvula de preenchimento.

Figura 5.4 – Análise (a) do circuito hidráulico e (b) das pressões durante o estágio de decompressão



Fonte: elaborado pelo autor.

5.2.4 Estágio de abertura

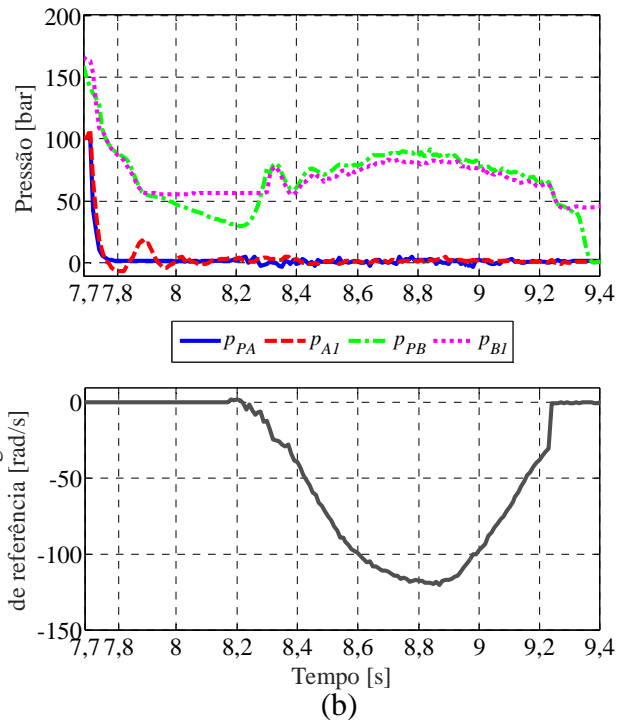
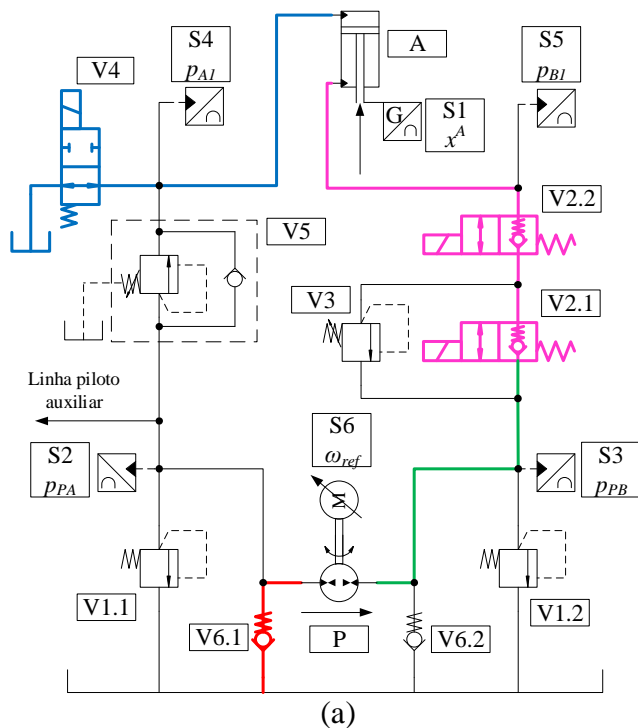
A abertura é análoga ao estágio de fechamento, porém ocorre no sentido contrário. Nesse estágio a viga deve alcançar a cota Superior em um curto período de tempo. O circuito hidráulico na condição de abertura, e as pressões e a velocidade angular de referência são apresentadas na Figura 5.5(a) e Figura 5.5(b), respectivamente. Tendo em vista que o sentido da vazão é da câmara maior (A) para a menor (B), a bomba-motor teria vazão suficiente para enviar para câmara B, enquanto o excedente seria desviado para o reservatório por meio da V4.

Portanto a válvula de retenção da porta A (V6.1) não seria necessária para que o estágio de abertura ocorresse e, tendo em vista que essa válvula não foi utilizada em nenhum estágio, a mesma poderia ser removida. Contudo, testes feitos anteriormente a esse trabalho mostraram que a remoção resulta em mau funcionamento da prensa durante o estágio de abertura, inclusive com o fim prematuro da operação. Para entender o que ocorre no estágio de abertura em relação à válvula V6.1, deve-se analisar a diferença de pressão sobre a retenção acoplada à válvula V5.

Conforme abordado anteriormente na Seção 5.2.3, no estágio de descompressão a válvula V4 está fechada e toda a vazão que sai da câmara A passa pela retenção acoplada da V5. Em vista disso, foram realizadas medições com diferentes velocidades de descompressão de forma a medir a pressão diferencial na válvula V5 em relação a vazão. Os dados foram adquiridos após o regime permanente das pressões ser atingido. O resultado é apresentado na Figura 5.6, na qual é possível observar que a pressão diferencial mínima medida na retenção acoplada é em torno de 3 bar em uma vazão estimada de 2 L/min.

Diferentemente da descompressão, durante o estágio de abertura a válvula V4 permanece aberta, o que permite a conexão entre a câmara A e o reservatório. Tendo em vista que, durante a abertura, a queda de pressão sobre a válvula V4 não é suficiente para que a pressão na câmara A atinja um nível superior a 3 bar, verifica-se que a retenção acoplada a válvula V5 não abre durante esse estágio. Portanto, a conexão entre a câmara A e a porta A da bomba-motor é interrompida. De forma a suprir a vazão necessária para a bomba-motor, é necessário que a válvula V6.1 abra e realize uma conexão entre reservatório e porta A da bomba, conforme o circuito apresentado na Figura 5.5(a). Desta forma, assim como descrito no estágio de compressão (Seção 5.2.2), a queda de pressão na retenção faz com que a bomba-motor trabalhe com sucção em pressões manométricas negativas.

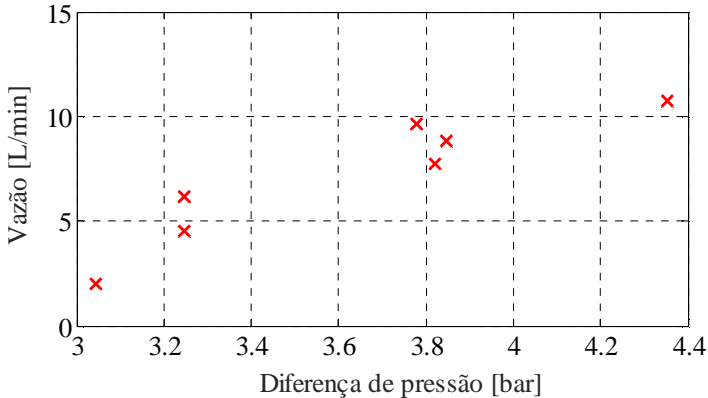
Figura 5.5 – Análise (a) do circuito hidráulico e (b) das pressões durante o estágio de abertura



Fonte: elaborado pelo autor.

Caso a válvula V6.1 seja removida, não haverá fluido hidráulico suficiente na sucção da bomba e o movimento do cilindro será interrompido durante o estágio de abertura.

Figura 5.6 – Queda de pressão medida na retenção acoplada a válvula de sequência (V5) durante diferentes velocidades de decompressão



Fonte: elaborado pelo autor.

5.3 COMPORTAMENTO DAS VÁLVULAS DE RETENÇÃO

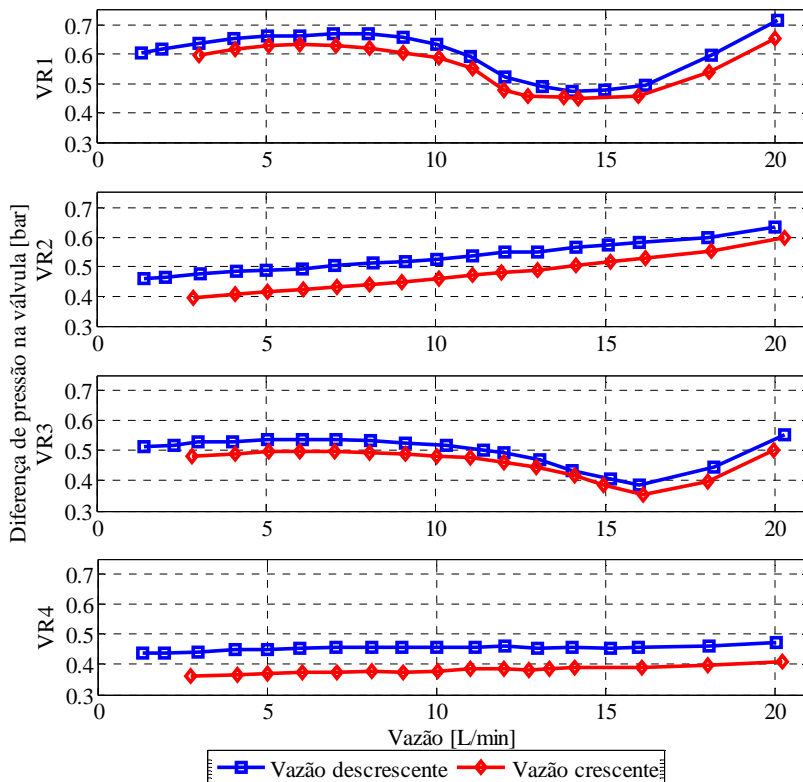
As características de pressão diferencial/vazão de quatro válvulas foram determinadas de acordo com a norma ISO 4411:2008, sendo uma delas a mesma utilizada na prensa dobradeira em análise. A descrição do ensaio é apresentada na Seção 4.4. As curvas abrangendo os níveis de vazão até 20 L/min são apresentadas na Figura 5.7 incluindo os resultados obtidos durante o processo de abertura e fechamento das válvulas, ou seja, em vazão crescente e decrescente, respectivamente. As tabelas contendo todas as medições são apresentadas no Apêndice B.

A válvula de retenção 1 (VR1 – Figura 5.7(a)), identificada como tamanho nominal 10 é atualmente utilizada nas posições V6.1 e V6.2 do sistema hidráulico em análise (Figura 3.7). A válvula VR2 (Figura 5.7(b)), de tamanho nominal 20, é do fabricante A, assim como a VR1. Por outro lado, a terceira (VR3 – Figura 5.7(c)) e a quarta válvula (VR4 – Figura 5.7(d)) são da fabricante B e possuem tamanho nominal 10 e 16, respectivamente.

Por meio da observação das pressões diferenciais nas válvulas durante os ensaios, em sentido de vazão crescente e decrescente, é possível observar a existência de histerese nas mesmas. A média de histerese para cada válvula no intervalo de vazão investigado é apresentado na Tabela 5.1. Além disto, pode-se observar que a pressão

diferencial é menor durante o processo de fechamento para todas as válvulas. Portanto, de forma conservadora, a análise comparativa será realizada com os valores obtidos com vazão crescente.

Figura 5.7 – Curvas de pressão diferencial/vazão de quatro válvulas de retenção



Fonte: elaborado pelo autor.

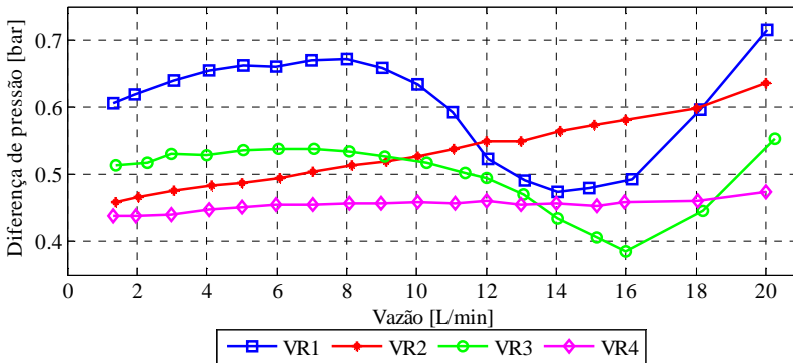
A fim de comparar o comportamento das válvulas em condições de operação da máquina, a Figura 5.8 apresenta as quatro curvas de pressão diferencial/vazão. Como mencionado nas seções 5.2.2 e 5.2.4, as válvulas de retenção operam apenas nos estágios de compressão e abertura da máquina. Portanto, é importante estimar as vazões exigidas nas retenções para ambos os casos.

Tabela 5.1 – Histerese média das válvulas de retenções entre 3 e 20 L/min

Válvula de retenção	Histerese média [bar]
VR1 – Fabr. A	0,041
VR2 – Fabr. A	0,064
VR3 – Fabr. B	0,035
VR4 – Fabr. B	0,075

Fonte: elaborado pelo autor.

Figura 5.8 – Curvas de pressão diferencial/vazão das quatro válvulas de retenção investigadas para vazões crescentes



Fonte: elaborado pelo autor.

Durante a compressão, a vazão através da válvula de retenção na posição V6.2 precisa compensar a diferença de áreas do cilindro enquanto o pistão se move a uma velocidade de 0,01 m/s. Portanto, a vazão é definida por:

$$q_{VVR}^{com} = q_{VA} - q_{VB} = (A_A - A_B) \times v_A^{com}. \quad (5.1)$$

Por outro lado, toda a vazão necessária para a câmara B durante o estágio de abertura passa pela válvula de retenção na posição V6.1. A máxima velocidade do pistão nesse estágio é por volta de 0,15 m/s e a vazão é calculada por:

$$q_{VVR}^{abe} = q_{VB} = A_B \times v_A^{abe}. \quad (5.2)$$

Dispondo das áreas do cilindro, apresentadas na Tabela 5.2, e as equações (5.1) e (5.2), as vazões nas válvulas de retenção durante os

estágios de compressão e abertura são, respectivamente, 8,38 L/min e 12,24 L/min.

Tabela 5.2 – Áreas do cilindro utilizado na análise

Área do cilindro	Valor	Unidade
Câmara A – A_A	$15,32 \times 10^{-3}$	m ²
Câmara B – A_B	$1,36 \times 10^{-3}$	m ²

Fonte: elaborado pelo autor.

A Tabela 5.3 apresenta a queda de pressão nas quatro válvulas de retenção analisadas para ambos os estágios de compressão e abertura. Assumindo que no sistema hidráulico analisado a queda de pressão na linha de sucção é provocada apenas pela válvula, a pressão de sucção corresponde a pressão no reservatório (1,01 bar) menos a queda de pressão na válvula.

Tabela 5.3 – Queda de pressão nas quatro válvulas de retenção nas condições críticas de operação

Válvula de retenção	Δp_{VR}^{com} [bar]	Δp_{VR}^{abe} [bar]
VR1 – Fabr. A	0,67	0,52
VR2 – Fabr. A	0,51	0,55
VR3 – Fabr. B	0,53	0,49
VR4 – Fabr. B	0,46	0,46

Fonte: elaborado pelo autor.

Tipicamente espera-se que a possibilidade de ocorrência de cavitação seja maior com uma vazão maior. Entretanto, considerando a válvula de retenção atualmente instalada na máquina (RV1), a pressão de sucção é estimada em 0,49 bar_{abs} durante o estágio de abertura, na qual uma maior vazão é requerida, enquanto que no estágio de compressão é estimada em 0,34 bar_{abs}. Assim sendo, se outras condições são favoráveis para a cavitação, esse fenômeno ocorrerá favoravelmente no evento de menor vazão.

Conforme a Tabela 5.3, as duas válvulas com tamanho nominal 10 (VR1 e VR3) trabalham melhor durante o estágio de abertura onde a vazão é maior. Por outro lado, as válvulas com tamanho nominal maior (VR2 e VR4) se comportam melhor no estágio de compressão que possui demanda menor de vazão.

De acordo com a análise das quatro válvulas, pode-se concluir que a válvula VR4 é a melhor opção para o sistema hidráulico em estudo. Com a utilização dessa válvula, a pressão de sucção na bomba será próxima de 0,55 bar_{abs}. A válvula VR3 é também uma boa opção se a alteração do tamanho da válvula é improvável. A pressão de sucção seria, nesse caso, cerca de 0,48 bar_{abs} na pior condição de operação, o que é melhor que 0,34 bar_{abs} atualmente obtido.

5.4 CONDIÇÕES CRÍTICAS IDENTIFICADAS

De acordo com a revisão bibliográfica e os resultados apresentados, três condições críticas de operação foram identificadas:

- Conforme visto na Seção 2.3.4.3; as válvulas de retenção utilizadas na linha da câmara A em sistemas com bomba com velocidade variável e cilindro assimétrico possuem função apenas de compensação de eventuais vazamentos internos no sistema. No caso do sistema hidráulico em análise não haveria a necessidade da válvula de retenção na linha da câmara A (V6.1), pois a válvula de preenchimento (V4) teria a capacidade de compensar o vazamento interno a cada ciclo;
- Pressões manométricas abaixo de zero nas portas A e B da bomba durante os estágios de compressão e abertura, respectivamente, podem induzir a cavitação;
- Durante a descompressão, a taxa na qual a pressão aumenta na câmara B é quatro vezes maior que a taxa com que a pressão diminui na câmara A. Esse evento pode provocar um choque hidráulico na linha B, assim como ruído e vibração.

6 MODELAGEM E SIMULAÇÃO

6.1 INTRODUÇÃO

Ferramentas de modelagem e simulação dinâmica estão cada vez mais presentes na indústria, especialmente em áreas como aeronáutica, automobilística, máquinas de construção, assim como em instituições de pesquisa e desenvolvimento tecnológico. Essa tendência é explicada visto a crescente necessidade por equipamentos com níveis tecnológicos cada vez mais elevados (SILVA e NASCIMENTO, 2002).

Especialmente na área de projeto de sistemas hidráulicos, a modelagem e simulação dinâmica pode ser utilizada para atender diversos objetivos como (MURARO, 2006; SZPAK, 2008).

- Prevenção de erros de projeto;
- Redução do período de desenvolvimento;
- Facilidade ao realizar alterações no projeto;
- Análise de desempenho do comportamento dinâmico;
- Auxílio na seleção de componentes.

Além de aspectos de projeto, Silva e Nascimento (2002) destacam que a utilização de modelos também pode auxiliar na análise de manutenção de equipamentos hidráulicos visto que a simulação dinâmica proporciona um maior entendimento sobre fenômenos como picos de pressão e vazão.

No âmbito de simulação de sistemas dinâmicos, há dois conceitos de modelagem: Fluxo de Sinal e MultiPortas. Em modelos por Fluxo de Sinal, um único valor ou um vetor de valores é transmitido de um componente para outro em um sentido único. Entretanto, quando há a necessidade de modelar a transferência de potência entre componentes, a informação precisa ser transmitida em ambos os sentidos. Nesse caso, duas conexões são necessárias para modelar a transmissão de potência de uma única conexão física, o que pode fazer que mesmo modelos simples possuam uma rede complexa de conexões e, por consequência, sejam de difícil entendimento (SILVA, 2005).

Por outro lado, a abordagem MultiPortas permite que uma única conexão entre componentes transmita informações em ambos os sentidos, o que faz com que seus diagramas tenham maior semelhança em relação ao sistema físico real (SILVA, 2005). Portanto, o processo de modelagem por MultiPortas torna-se mais intuitivo em comparação a modelos por Fluxo de Sinal.

No presente trabalho, a modelagem auxilia no projeto da proposta de modificação da máquina em estudo. Para tanto é realizado um

modelo da máquina e o mesmo é validado com dados experimentais. A partir do modelo validado são realizadas modificações no sistema e verifica-se a melhoria de desempenho por meio de simulação.

Dentre diversas ferramentas de simulação disponíveis, optou-se por utilizar o Hopsan (AXIN *et al.*, 2010), que é desenvolvido na divisão de *Fluid and Mechatronic Systems* (FLUMES) da Universidade de Linköping. O Hopsan utiliza o método das linhas de transmissão (do inglês, *transmission line method* – TLM (KRUS *et al.*, 1994; JOHNSTON, 2012) para a interface entre os componentes de um modelo. A escolha dessa ferramenta foi realizada com base em suas seguintes características:

- Modelagem em MultiPortas;
- Plataforma em código aberto;
- Interface gráfica de fácil utilização;
- Exporta resultados para MATLAB;
- Fácil criação de submodelos em C++;
- Equipe desenvolvedora acessível.

Na modelagem do sistema elaborado nesse trabalho foram implementados submodelos disponíveis na biblioteca do Hopsan e outros desenvolvidos pelo próprio autor com destaque para o modelo de atrito de LuGre com parâmetros dependentes da pressão.

6.2 ASPECTOS GERAIS DO MODELO DO SISTEMA

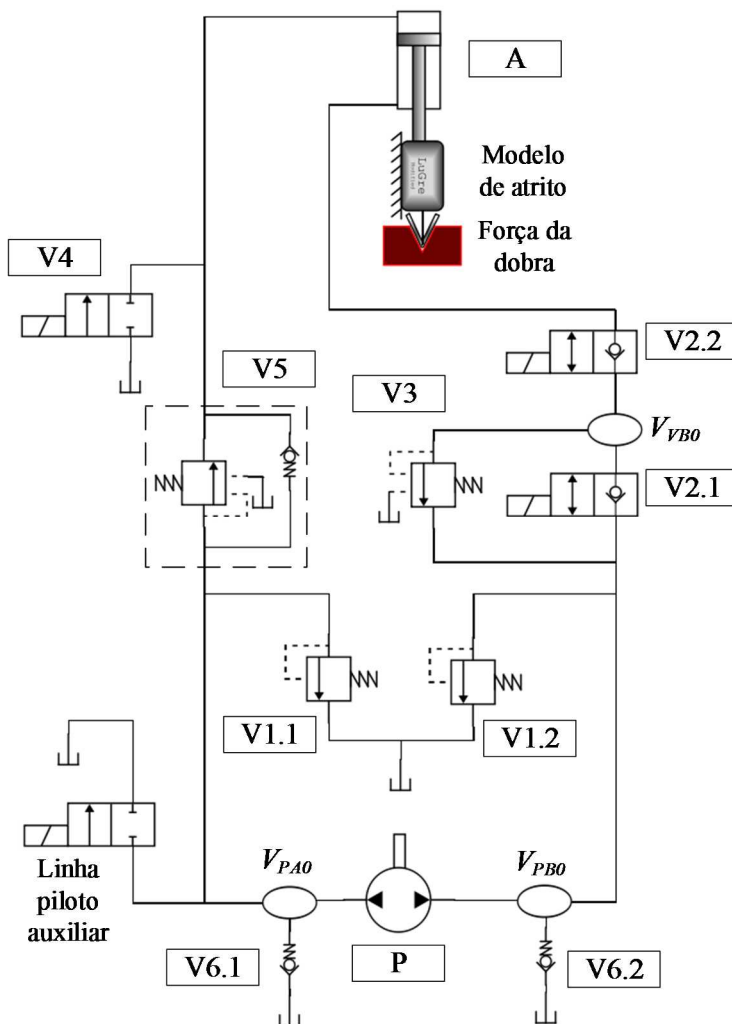
A representação do modelo do sistema é apresentada na Figura 6.1. No modelo são utilizados oito tipos de componentes: reservatórios, volumes hidráulicos, válvulas, bomba-motor, cilindro hidráulico, modelo de atrito e curva da força de dobra.

Modelados como fontes de pressão atmosférica ideais, os reservatórios são os elementos mais simples do sistema. Por outro lado, os volumes hidráulicos são descritos por meio da equação da continuidade, como será abordado na Seção 6.3. Os modelos das válvulas e da bomba-motor são apresentados nas seções 6.4 e 6.5, respectivamente. Como mencionado na Seção 0, a linha piloto auxiliar da máquina não está no escopo do estudo e por isso não é detalhado nessa modelagem. O comportamento do mesmo é simplificado nessa simulação por uma válvula *on/off* conectada ao reservatório.

O comportamento mecânico do cilindro hidráulico, por sua vez, é representado pela segunda lei de Newton e inclui atrito descrito pelo modelo de LuGre modificado que será apresentado na Seção 6.6. A força externa aplicada no cilindro resultante da dobra, por outro lado,

possui um comportamento complexo. Visto que o processo físico associado a dobra está fora do escopo do projeto, o carregamento é simplificado por meio de uma trajetória força-deslocamento obtida por meio das medições nas pressões das câmaras. O algoritmo do submodelo que representa a trajetória desenvolvido em C++ para a plataforma Hopsan é apresentado no Apêndice C.

Figura 6.1 - Modelo da prensa dobradeira híbrida em Hopsan



Fonte: elaborado pelo autor.

6.3 VOLUMES HIDRÁULICOS

As tubulações e as câmaras do cilindro são descritas por meio da equação da continuidade definida por

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\beta_e}{V_0 \pm Ax} \left(\Delta q_V - A \frac{dx}{dt} \right), \quad (6.1)$$

onde dp/dt é variação da pressão no volume ao longo do tempo, β , o módulo de compressibilidade efetivo, V_0 , o volume inicial, Δq_V , o valor líquido da vazão volumétrica que entra e sai do volume, A , área do cilindro, x , a posição da haste cilindro e dx/dt , a velocidade da haste do cilindro. No caso dos volumes hidráulicos fixos, simplifica-se a equação sabendo que $dx/dt = 0$. Todos os parâmetros identificados para as tubulações e as câmaras do cilindro são apresentados na Tabela 6.1.

Tabela 6.1 – Parâmetros identificados para os modelos das tubulações e as câmaras do cilindro

Parâmetro	Valor	Unidade
A_A	$15,32 \times 10^{-3}$	m^2
V_{A0}	$1,0 \times 10^{-3}$	m^3
A_B	$1,36 \times 10^{-3}$	m^2
V_{B0}	$0,1 \times 10^{-3}$	m^3
V_{PA0}	$0,3 \times 10^{-3}$	m^3
V_{PB0}	$0,3 \times 10^{-3}$	m^3
V_{VB0}	$0,1 \times 10^{-3}$	m^3

Fonte: elaborado pelo autor.

6.4 MODELO DAS VÁLVULAS

Dois tipos de válvulas foram utilizados nas simulações: as direcionais de assento (componentes V2.1, V2.2, V4, V6.1 e V6.2 do circuito hidráulico da Figura 3.7) e as controladoras de pressão (componentes V1.1, V1.2, V3 e V5 do mesmo circuito). A biblioteca de componentes padrão do Hopsan foi utilizada para a modelagem de todas as válvulas.

Quando a passagem de fluido é permitida através das válvulas direcionais, as vazões volumétricas das mesmas são descritas como escoamento turbulento definido por

$$q_V^{V2,4,6} = K_V \sqrt{\Delta p}, \quad (6.2)$$

onde $q_V^{V2,4,6}$ é a vazão volumétrica para as válvulas direcionais, K_V , o coeficiente de vazão e Δp , a diferença de pressão entre as portas.

As condições específicas para que cada válvula direcional permita a passagem de vazão e suas respectivas equações para o cálculo da vazão volumétrica são apresentadas na Tabela 6.2, em que $x^{V2,4}$ é a posição do elemento móvel da válvula direcional, $p_m^{V2,6}$, a pressão de abertura da mola de retenção, e p_1 e p_2 , as pressões nas portas 1 e 2 da válvula, respectivamente.

Tabela 6.2 – Equações de vazão volumétrica das válvulas direcionais

Válvula	Condição	$q_V^{Vi} =$
V2	$x^{V2} > 0,5$	$K_V^{V2} \sqrt{\Delta p}$
	$x^{V2} < 0,5$ e $(p_1 - p_2) > p_m^{V2}$	$K_V^{V2} \sqrt{\Delta p - p_m^{V2}}$
	$x^{V2} < 0,5$ e $(p_1 - p_2) < p_m^{V2}$	0
V4	-	$\frac{x^{V4}}{x_{max}^{V4}} K_V^{V4} \sqrt{\Delta p}$
V6	$(p_1 - p_2) > p_m^{V6}$	$K_V^{V6} \sqrt{\Delta p - p_m^{V6}}$
	$(p_1 - p_2) < p_m^{V6}$	0

Fonte: elaborado pelo autor.

Entre as válvulas direcionais, as de retenção (V6.1 e V6.2) possuem comportamento do tipo estático. Entretanto, as válvulas de duas vias com retenção (V2.1, V2.2) e a válvula de preenchimento (V4) são representadas por uma dinâmica de segunda ordem criticamente amortecida definida por

$$U_C = \frac{1}{\omega_n^2} \cdot \frac{d^2 x^V}{dt^2} + \frac{2}{\omega_n} \cdot \frac{dx^V}{dt} + x^V, \quad (6.3)$$

onde x^V é o deslocamento do elemento móvel da válvula, U_C , o sinal de comando, e ω_n , a frequência natural da válvula direcional.

Por outro lado, o modelo para as válvulas controladoras de pressão utilizado pela plataforma Hopsan descreve, por meio do cálculo da vazão volumétrica, os efeitos em regime permanente da mola e das forças de escoamento, ou seja,

$$q_V^{V1,3,5} = \frac{p_1 - p_{ref}^{V1,3,5}}{\frac{\sqrt{\Delta p_{nom}}}{Kq_m} + \frac{\Delta p}{Kq_{esc}\sqrt{\Delta p_{nom}}}} \sqrt{\Delta p}, \quad (6.4)$$

onde $q_V^{V1,3,5}$ é a vazão volumétrica para as válvulas controladoras de pressão, $p_{ref}^{V1,3,5}$, a pressão de referência de abertura, Δp_{nom} , a diferença de pressão nominal, Kq_m e Kq_{esc} , os coeficientes de vazão referentes ao comportamento da mola e da força de escoamento, respectivamente.

Por sua vez, o comportamento das válvulas controladoras de pressão é descrito por uma dinâmica de primeira ordem definida por

$$x_0^V = \tau \cdot \frac{dx^V}{dt} + x^V, \quad (6.5)$$

onde x_0^V é posição preliminar calculada pelo equilíbrio de pressões no elemento móvel e τ , a constante de tempo. Os parâmetros identificados para as válvulas utilizadas no modelo são apresentados na Tabela 6.3.

Tabela 6.3 – Parâmetros identificados para os modelos das válvulas

Válvula	Parâmetro	Valor	Unidade
V1	Kq_m	1×10^{-8}	$\text{m}^3/\text{s}/\text{Pa}$
	Kq_{esc}	1×10^{-8}	$\text{m}^3/\text{s}/\text{Pa}$
	p_{nom}	70×10^5	Pa
	p_{ref}	210×10^5	Pa
	τ	0,01	s
V2	K_V	$3,8 \times 10^{-7}$	$\text{m}^3/\text{s}/\sqrt{\text{Pa}}$
	p_m	3×10^5	Pa
	ω_n	125	rad/s
V3	Kq_m	$9,7 \times 10^{-12}$	$\text{m}^3/\text{s}/\text{Pa}$
	Kq_{esc}	1×10^{-5}	$\text{m}^3/\text{s}/\text{Pa}$
	p_{nom}	150×10^5	Pa
	p_{ref}	$142,2 \times 10^5$	Pa
	τ	0,01	s
V4	K_V	$5,0 \times 10^{-6}$	$\text{m}^3/\text{s}/\sqrt{\text{Pa}}$
	ω_n	180	rad/s
V5	Kq_m	5×10^{-10}	$\text{m}^3/\text{s}/\text{Pa}$
	Kq_{esc}	$1,5 \times 10^{-10}$	$\text{m}^3/\text{s}/\text{Pa}$
	p_{nom}	$26,7 \times 10^5$	Pa
	p_{ref}	$28,5 \times 10^5$	Pa
	τ	0,01	s
	K_V	$8,2 \times 10^{-7}$	$\text{m}^3/\text{s}/\sqrt{\text{Pa}}$
	p_m	5×10^5	Pa
V6	K_V	$2,2 \times 10^{-6}$	$\text{m}^3/\text{s}/\sqrt{\text{Pa}}$
	p_m	$0,25 \times 10^5$	Pa

Fonte: elaborado pelo autor.

6.5 MODELO DO ACIONAMENTO HIDRÁULICO PRIMÁRIO

O acionamento hidráulico primário é constituído do servomotor CA e da bomba-motor (componente P do circuito hidráulico da Figura 3.7). O modelo do servomotor e de seu controlador é descrito, de maneira simplificada, por uma dinâmica de segunda ordem criticamente amortecida definida por

$$\omega_{ref} = \frac{1}{\omega_n^{SM2}} \cdot \frac{d^2\omega}{dt^2} + \frac{2}{\omega_n^{SM}} \cdot \frac{d\omega}{dt} + \omega, \quad (6.6)$$

onde ω é a velocidade angular do servomotor, ω_{ref} , velocidade angular de referência enviado do CNC para o sistema eletrônico responsável para controle da velocidade do servomotor, ω_n^{SM} , a frequência natural do servomotor em malha fechada.

Disponível na biblioteca padrão da plataforma Hopsan, o modelo da bomba-motor utilizado tem como variáveis de entrada, a frequência rotacional do servomotor e as pressões nas duas portas da bomba-motor e como variável de saída, a vazão volumétrica efetiva na saída da bomba que pode ser a porta A ou a B dependendo do sentido da frequência rotacional. O cálculo da vazão volumétrica efetiva é realizado de acordo com o modelo de vazamento interno descrito por Krus (2012) e definido por

$$q_{Ve}^P = 2\pi Dn - C_{in}\Delta p^P, \quad (6.7)$$

onde q_{Ve}^P é a vazão volumétrica efetiva na bomba-motor, D , o deslocamento volumétrico, n , a frequência rotacional, C_{in} , o coeficiente de vazamento interno e Δp^P , a pressão diferencial entre as duas portas da bomba-motor.

Nesse modelo foi utilizado um coeficiente de vazamento interno variável dependente da frequência rotacional do conjunto e da diferença de pressão nas portas da bomba-motor. Ambas variáveis são dadas como entradas em uma tabela de pesquisa apresentada no Apêndice D (Tabela D.2) na qual contêm os coeficientes equivalentes para os dados obtidos no ensaio descrito na Seção 4.3. O software calcula o coeficiente de vazamento interno correspondente para a condição do modelo por meio de interpolação e realimenta o modelo da bomba-motor como parâmetro de entrada.

A frequência natural do servomotor em malha fechada foi identificada por meio de simulação. Por outro lado, o deslocamento

volumétrico foi obtido em catálogo do fabricante da bomba-motor. Os parâmetros identificados para o modelo do acionamento hidráulico primário (componente P do circuito hidráulico da Figura 3.7) são apresentados na Tabela 6.4.

Tabela 6.4 – Parâmetros identificados para o modelo do acionamento hidráulico primário

Parâmetro do acionamento hidráulico primário	Valor	Unidade
ω_n^{SM}	80	rad/s
D	$12,6 \times 10^{-6}$	m ³ /rot
C_{in}	Apêndice D – Tabela D.2	m ³ /s/Pa

Fonte: elaborado pelo autor.

6.6 MODELO DE ATRITO NO CILINDRO HIDRÁULICO

6.6.1 Introdução

Viersma (1980) enfatiza que a força de atrito em cilindros hidráulicos pode provocar perdas em torno de 10 a 15% da energia fornecida. Portanto, em muitas máquinas, a magnitude da força de atrito alcança valores consideráveis quando comparado ao carregamento. Neste caso a utilização de um modelo para estimar as forças de atrito envolvidas torna-se importante para representar o movimento destes atuadores. Desta forma, modelos de atrito suficientemente representativos podem auxiliar no dimensionamento de sistemas de atuação. Perondi (2002), Valdiero (2005), van Geffen (2009), entre outros, mostram que modelos de atrito também podem ser importantes no projeto de compensadores de atrito que aprimoram a performance de controladores.

Ao longo dos anos, diversos autores têm proposto modelos matemáticos para descrição do comportamento do atrito por meio de parâmetros de entrada específicos. A maior parte deles concentraram o estudo na dependência do atrito com a velocidade relativa. Entretanto, este fenômeno também depende de outros fatores como materiais em contato, desgaste, lubrificação, carregamento, temperatura, entre outros fatores (ARMSTRONG-HÉLOUVRY *et al.*, 1994).

Além disso, o modelo de atrito pode ter comportamento estático ou dinâmico. Os modelos do tipo estático representam o atrito por meio da relação, em regime permanente, da força de atrito com um parâmetro independente, que usualmente é a velocidade relativa. Esta relação entre

força de atrito e a velocidade é representada graficamente pelo mapa de atrito. Todavia, o atrito possui uma dinâmica própria. Uma alteração instantânea da velocidade, por exemplo, não representa uma mudança instantânea da força de atrito. Assim, modelos de atrito com comportamento dinâmico foram desenvolvidos a fim de representar os transientes deste fenômeno.

Como a maior parte dos modelos de atrito é proposta para condições genéricas de contato entre duas superfícies, esses modelos desconsideram particularidades presentes em atuadores hidráulicos. No caso de cilindros hidráulicos, o atrito entre as vedações da haste e do êmbolo com as superfícies de contato é dominante. Cada material de vedação possui características visco-elásticas particulares que podem afetar no comportamento do atrito do cilindro hidráulico (TRAN *et al.*, 2012).

Afim de obter uma representação do atrito específica para cilindros hidráulicos, Bonchis *et al.* (1999) propõem um modelo de atrito baseado nas pressões das câmaras (*Pressure-based model*). Entretanto, esse modelo possui limitação por se tratar de um modelo de comportamento estático. No caso específico de cilindros hidráulicos, uma análise comparativa realizada por Tran *et al.* (2014) constata que modelos de atrito do tipo estático não apresentam adequada representação e o uso de modelos dinâmicos é recomendado.

Amplamente utilizado em publicações que envolvem simulações de sistemas hidráulicos, o modelo de atrito dinâmico de LuGre apresentado por Canudas-de-Wit *et al.* (1995) foi utilizado como base para o modelo utilizado nesse trabalho. As características incluindo as equações matemáticas que regem o comportamento do modelo e uma breve descrição do conceito envolvido serão apresentadas na Seção 6.6.2.

Entretanto, o modelo de LuGre desconsidera a influência do carregamento externo e das pressões do cilindro no atrito. Tran *et al.* (2012) propõem um modelo de LuGre modificado dependente do carregamento no cilindro. Em sistemas com cilindros hidráulicos tradicionais em que a pressão em uma das câmaras é sempre baixa, o aumento da pressão pode ser associado ao carregamento com boa representação. Entretanto, em sistemas que utilizam válvulas controladoras de pressão, como uma válvula de contrabalanço, ocorre aumento nos níveis de pressão nas câmaras sem necessariamente o incremento da força externa.

Conforme será apresentado na Seção 6.6.3, as medições realizadas na máquina mostram que as forças de atrito são

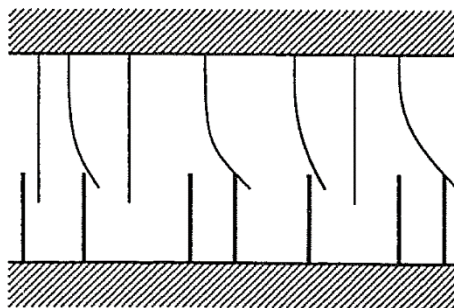
significativamente dependentes dos níveis de pressão nas câmaras. Tran *et al.* (2012) indicam que as pressões nas câmaras podem deformar as vedações que, por sua vez, podem alterar significativamente a condição do atrito. Nesse contexto, também na Seção 6.6.3, será abordado uma adaptação proposta pelo autor do modelo de LuGre, o qual permite a influência da pressão nos parâmetros de entrada do modelo. Por fim, a Seção 6.6.4 apresenta o procedimento utilizado para estimar os parâmetros de entrada do modelo.

6.6.2 Modelo de LuGre

O modelo de atrito de LuGre desenvolvido por Canudas-de-Wit *et al.* (1995) tem essa denominação derivada do nome das instituições responsáveis pelos trabalhos que propuseram esse modelo, sendo elas as universidades de Lund e de Grenoble. Além de possuir comportamento dinâmico, o modelo permite representar características do atrito como a região de Stribeck, o efeito de adere-desliza² (*stick-slip*), histerese e os microdeslocamentos da região de pré-deslizamento (ÅSTRÖM e CANUDAS-DE-WIT, 2008).

A interface de atrito entre dois corpos é descrita pelo modelo de LuGre como o contato entre rugosidades elásticas conforme mostra a Figura 6.2.

Figura 6.2 – Representação da interface de atrito do modelo de LuGre como o contato entre rugosidades elásticas



Fonte: Canudas-de-Wit *et al.* (1995).

² Em relação ao modelo de atrito, os termos em português utilizados nesse trabalho foram obtidos em Valdiero (2005) e Perondi (2002).

No instante em que uma força tangencial é aplicada, as rugosidades elásticas entram em regime de pré-deslizamento e deformam como molas, o que gera uma força de reação de sentido contrário. Se a força tangencial aplicada for suficientemente grande, as rugosidades elásticas das superfícies ingressam no regime de deslizamento (CANUDAS-DE-WIT *et al.*, 1995).

O comportamento do modelo é descrito pela variável de estado z que representa o estado interno do atrito também chamada de deflexão média das rugosidades elásticas, sendo que a taxa de deflexão (\dot{z}) é definida por

$$\frac{dz}{dt} = v - \sigma_0 \frac{|v|}{g(v)} z, \quad (6.8)$$

onde v é a velocidade relativa, σ_0 , o coeficiente de rigidez das rugosidades elásticas e $g(v)$, uma função positiva e dependente de diversos fatores, e.g., propriedades do material, lubrificação, temperatura.

Além disso, o cálculo da força de atrito (F_{at}) proposto pelo modelo é definido por

$$F_{at} = \sigma_0 z + \sigma_1 \frac{dz}{dt} + \sigma_2 v, \quad (6.9)$$

onde σ_1 é o coeficiente de amortecimento associado a variação de z e σ_2 , o coeficiente de atrito viscoso. Os dois primeiros termos da Equação (6.9) são referentes a força de reação gerada pelas rugosidades elásticas e o terceiro termo respectivo a força viscosa.

Combinando as equações (6.8) e (6.9), a força de atrito em regime permanente ($dz/dt = 0$ e v constante) é definida por

$$F_{atRP} = g(v) \operatorname{sgn}(v) + \sigma_2 v. \quad (6.10)$$

Para definir a função $g(v)$, deve-se antes determinar a equação que define o mapa de atrito estático do contato a ser modelado. O comportamento do atrito estático em relação a velocidade relativa mais utilizado combina a força de atrito estático, a região de Stribeck, a força de atrito de Coulomb (atrito seco) e o atrito viscoso, como mostra a Figura 6.3. Portanto a equação que define a força de atrito em regime permanente é definida por

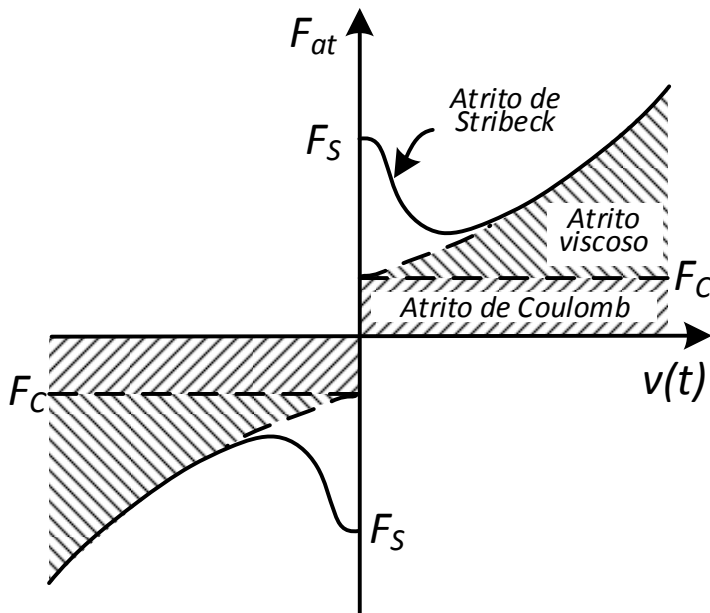
$$F_{atRP} = F_C + (F_S - F_C)e^{-(v/v_s)^\alpha} + \sigma_2 v, \quad (6.11)$$

onde F_C é a força de atrito de Coulomb, F_S , a força de atrito estático, v_s , a velocidade de Stribeck e α , o coeficiente que define a curva de Stribeck. Portanto, combinando as equações (6.10) e (6.11), a função $g(v)$ é definida por

$$g(v) = F_C + (F_S - F_C)e^{-(v/v_s)^\alpha}, \quad (6.12)$$

onde os coeficientes da função $g(v)$ podem assumir diferentes valores para movimentos com velocidade positiva ou negativa a fim de descrever casos em que o comportamento do atrito é assimétrico. Na Figura 6.3 é apresentada a curva de atrito em regime permanente e os principais parâmetros envolvidos.

Figura 6.3 – Mapa de atrito descrito pelos atritos de Stribeck, Coulomb e viscoso



Fonte: Valdiero (2005).

6.6.3 Parâmetros dependentes da pressão

Conforme discutido na Seção 0, no avanço do cilindro hidráulico, o sistema em análise (circuito da Figura 3.7) trabalha em dois níveis

distintos de pressão durante os estágios de fechamento e compressão. O nível de pressão no estágio de fechamento é menor visto que a válvula de duas vias com retenção (V2.1) permanece aberta durante esse período, enquanto que no estágio de compressão a válvula V2.1 fecha e a vazão é direcionada para a válvula de contrabalanço (V3), onde a queda de pressão é maior.

De acordo com o que será identificado na Seção 6.6.3, os mapas de atrito do cilindro estático obtidos nos dois níveis de pressão geraram curvas com magnitudes consideravelmente diferentes. A fim de descrever essa diferença, é necessário adaptar o modelo de LuGre. Tran *et al.* (2012) propõem um modelo de LuGre modificado, em que, entre outras adaptações, permite que o carregamento no cilindro influencie no comportamento do atrito. Nesse estudo verificou-se que as únicas propriedades significativamente influenciadas foram a força de atrito estático (F_S) e a de Coulomb (F_C), sendo ambos parâmetros estáticos. Tran *et al.* (2012) verificam que a influência do carregamento nos parâmetros é próxima de linear e define a relação por

$$F_S = F_{S0} + C_1 \left(\frac{N}{N_0} - 1 \right), \quad (6.13)$$

$$F_C = F_{C0} + C_2 \left(\frac{N}{N_0} - 1 \right), \quad (6.14)$$

onde N é a força externa, N_0 , a força externa nominal em que os parâmetros estáticos F_{S0} e F_{C0} são identificados, e C_1 e C_2 , os coeficientes que determinam a relação linear entre o carregamento e a força de atrito estático e de Coulomb, respectivamente.

Entretanto, ao utilizar válvulas controladoras de pressão, como é o caso do sistema em análise, ocorre um aumento nos níveis de pressão nas câmaras sem necessariamente o incremento da força externa. Portanto, o modelo utilizado nesse trabalho deve permitir que os parâmetros sejam influenciados diretamente pela pressão e não pelo carregamento.

Visto que os ensaios foram realizados sem carregamento e em apenas dois níveis de pressão, por simplificação será utilizado apenas pressão na câmara B como variável independente. Assim como em Tran *et al.* (2012), no modelo de LuGre modificado proposto nesse trabalho é considerado uma relação linear entre a variável independente e as forças de atrito estático e de Coulomb definida por

$$F_S = F_{S0} + C_S p_{B1}, \quad (6.15)$$

$$F_C = F_{C0} + C_C p_{B1}, \quad (6.16)$$

onde p_B é a pressão na câmara B, F_{S0} e F_{C0} , as forças de atrito estático e de Coulomb quando a pressão na câmara B é idealmente zero, e C_S e C_C , os coeficientes lineares que determinam a relação entre a pressão na câmara B e a força de atrito estático e de Coulomb, respectivamente.

O algoritmo desenvolvido em C++ para a plataforma Hopsan do modelo de LuGre modificado é apresentado integralmente no Apêndice E.

6.6.4 Identificação dos parâmetros

Os parâmetros estáticos do modelo foram identificados por meio do mapa de atrito resultante das medições realizadas na própria máquina com diferentes velocidades de atuação. O método dos mínimos quadrados não linear foi utilizado na identificação dos parâmetros estáticos durante o avanço e recuo do cilindro em níveis baixos de pressão de acordo com o comportamento da força de atrito em regime permanente definido pela Equação (6.11). O coeficiente que define a curva de Stribeck (α) é fixo antes da utilização do método dos mínimos quadrados não linear. Tran *et al.* (2012) utilizam valores para α na faixa entre 0,5 a 1,2 enquanto Valdiero (2005) e Perondi (2002) adotam o valor de 2. Nesse trabalho, foi utilizado α igual a 1, visto que produziu curvas mais próximas aos dados experimentais.

Em seguida, os parâmetros σ_2 e v_s obtidos durante o avanço do cilindro em baixa pressão (~34 bar) são fixados na Equação (6.11) e o método dos mínimos quadrados não linear é utilizado novamente para obter os parâmetros F_S e F_C na condição de avanço com alta pressão (~148 bar) na câmara B. A condição de alta pressão ocorre durante o estágio de compressão e a velocidade máxima do atuador nesse estágio é cerca de 10 mm/s. A partir dos parâmetros obtidos no avanço do cilindro com alta e baixa pressão na câmara B, é possível obter os coeficientes das duas equações lineares de primeiro grau (equações (6.15) e (6.16)).

Por outro lado, a válvula de contrabalanço não atua no sentido de elevar a pressão de umas das câmaras durante o recuo do cilindro e, portanto, só há uma curva de força de atrito. Nesse caso, o modelo de LuGre modificado torna-se equivalente ao original e, portanto:

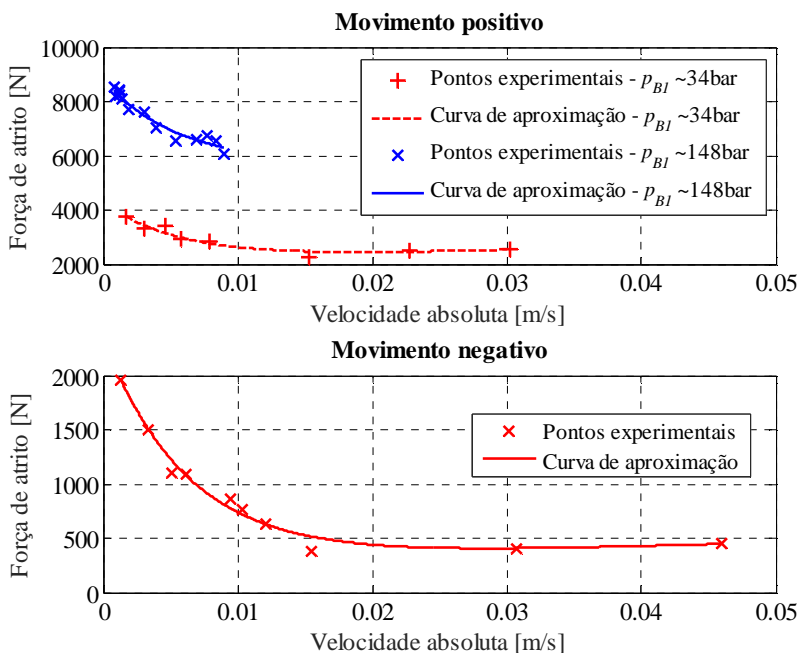
$$C_1^{v<0} = C_2^{v<0} = 0, \quad (6.17)$$

$$F_{S0}^{v<0} = F_S^{v<0}, \quad (6.18)$$

$$F_{C0}^{v<0} = F_C^{v<0}. \quad (6.19)$$

O resultado do procedimento incluindo os dados experimentais do mapa de atrito e as curvas obtidas pelo método dos mínimos quadrados não linear é apresentado na Figura 6.4, na qual é possível conferir que as curvas durante o avanço do cilindro nos estágios de compressão ($p_{B1} \sim 148$ bar) e fechamento ($p_{B1} \sim 34$ bar) mostraram-se significativamente diferentes. De forma a avaliar a concordância das curvas com os dados experimentais, foi utilizado o coeficiente de determinação, também chamado de R^2 , que é frequentemente aplicado na verificação da acurácia de modelos numéricos. O coeficiente de determinação para as três curvas obtidas é apresentado na Tabela 6.5. Os parâmetros estáticos obtidos no procedimento são apresentados na parte superior da Tabela 6.6.

Figura 6.4 – Mapa do atrito estático do cilindro hidráulico em estudo



Fonte: elaborado pelo autor.

Tabela 6.5 – Coeficientes de determinação para as três curvas do mapa de atrito

Condição da curva		R ²
$v > 0$	$p_{B1} \sim 34$ bar	0,920
$v > 0$	$p_{B1} \sim 148$ bar	0,948
$v < 0$	-	0,983

Fonte: elaborado pelo autor.

O processo de identificação dos parâmetros dinâmico (σ_0 e σ_1) é, contudo, menos direto. Visto que em sistemas mecânicos em geral os experimentos não são capazes de medir pequenos deslocamentos (μm), Canudas-De-Wit e Lischinsky (1997) indicam a utilização de métodos numéricos de otimização não linear para estimar ambos parâmetros. Entretanto, segundo Valdiero (2012), o procedimento de otimização pode não ser apropriado na caracterização de atuadores hidráulicos em razão da existência de dinâmicas não modeladas no sistema, como, por exemplo, vazamentos internos e zona morta de válvulas, que podem distorcer o efeito do atrito em inversões de velocidade.

Nesse trabalho, as condições de ensaio não permitiram a utilização de instrumentos com a capacidade de medir os deslocamentos no regime de pré-deslizamento, como foi o caso em Perondi (2002) que utilizou uma roseta óptica. Foi necessário verificar, mediante simulação, um valor de σ_0 em que as deformações nesse regime permanecessem na faixa de 1 a 50 μm , assim como foi proposto em Armstrong e Canudas-de-Wit (1996) apud Valdiero (2012).

Em relação ao parâmetro σ_1 , duas condições são usualmente utilizadas em sua determinação. A primeira é a hipótese de comportamento dinâmico criticamente amortecido no regime de pré-deslizamento, proposto por Åström e Canudas-de-Wit (2008), definido por

$$\sigma_1 = 2\zeta\sqrt{\sigma_0 m} - \sigma_2, \quad (6.20)$$

onde ζ é coeficiente de amortecimento que no caso de criticamente amortecido equivale a 1, e m , a massa deslocada.

A segunda condição é assegurar a propriedade de passividade de acordo com Barahanov e Ortega (2000) apud Valdiero (2012) definido por

$$\sigma_1 \leq \frac{\sigma_2}{\left(\frac{F_S}{F_C} - 1\right)}. \quad (6.21)$$

Como abordado em Åström e Canudas-de-Wit (2008), obter ambas condições de passividade e amortecimento crítico pode ser uma tarefa difícil em algumas aplicações. É possível contornar esse problema tornando o parâmetro $\sigma_1(v)$ dependente da velocidade (OLSSON *et al.*, 1998). Entretanto, em Valdiero (2005), Yanada *et al.* (2010) e (Tran *et al.* (2014)), nos quais o modelo de LuGre (e modificações de LuGre) foram aplicados em atuadores hidráulicos, apenas a condição de passividade foi aplicada. Nesses casos, os autores verificaram boa concordância com o valor de σ_1 igual a 0,1. Esse valor também foi utilizado nesse trabalho visto que também atende as condições de passividade para os valores de σ_2 , F_S e F_C identificados no mapa de atrito obtido e produziu resultados coerentes, como será mostrado na Seção 6.7 (validação do modelo).

Todos os parâmetros, incluindo os estáticos e dinâmicos, identificados para o modelo de atrito do cilindro hidráulico (componente A do circuito hidráulico da Figura 3.7) estão apresentados na Tabela 6.6.

Tabela 6.6 – Parâmetros estáticos e dinâmicos identificados no modelo de LuGre modificado para o cilindro hidráulico em estudo

Parâmetro estático	$v > 0$	$v < 0$	Unidade
F_{S0}	2964	2345	N
F_{C0}	1111	285	N
C_S	4×10^{-4}	0	N/Pa
C_C	3×10^{-4}	0	N/Pa
v_s	0,0057	0,0063	m/s
σ_2	13310	3550	N.s/m
α	1	1	-
Parâmetro dinâmico	$v > 0$	$v < 0$	Unidade
σ_0	5×10^7	5×10^7	N/m
σ_1	0,1	0,1	N.s/m

Fonte: elaborado pelo autor.

6.7 ACUMULADOR

Na simulação do sistema hidráulico da máquina não houve a necessidade da utilização de um modelo de acumulador, pois o circuito original não possui este componente. Entretanto, as propostas de modificação, que serão apresentadas no capítulo 7, utilizam acumuladores. O modelo de acumulador utilizado foi previamente desenvolvido na plataforma MATLAB/Simulink por Galloni (2015) com base na relação dos gases ideais (RABIE, 2009) e utilizado por Nostrani (2015). Nesta seção serão apresentadas apenas as equações utilizadas neste modelo. O processo de obtenção destas pode ser encontrado nas referências citadas.

A equação diferencial que determina a variação da pressão do gás no acumulador é definida por

$$\frac{dp_g}{dt} = \frac{q_V^{AC}}{\frac{1}{\gamma} \frac{(V_0 - V_f)^{\gamma+1}}{V_0^\gamma} \frac{1}{p_0} + \frac{V_f}{\beta_e}}, \quad (6.22)$$

onde p_g é a pressão do gás, q_V^{AC} , a vazão na entrada, V_0 , o volume do acumulador, p_0 , a pressão de pré-carga, β_e , o módulo de compressibilidade do óleo estimado em $1,4 \times 10^{-9}$ Pa, γ , o coeficiente de expansão adiabática do gás igual a 1,4, e V_f , o volume do fluido determinado por

$$V_f = V_0 \times \left(1 - \left(\frac{p_0}{p_g} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \right). \quad (6.23)$$

A vazão efetiva na entrada do acumulador é determinada considerando um orifício em regime de escoamento turbulento definido por

$$q_V^{AC} = K_V \sqrt{|p_p - p_g|}. \quad (6.24)$$

Para a utilização deste modelo foi necessário incluir a condição de acumulador descarregado. O acumulador, quando descarregado, perde a capacidade de prover vazão ao sistema. Desta forma, considera-se que o coeficiente de vazão na saída do acumulador torna-se nulo. Além disso, o modelo permite a utilização de coeficientes de vazão

distintos para carregamento e descarregamento de forma a caracterizar uma válvula reguladora de vazão com retorno livre na saída do acumulador. Essas condições são reunidas na Tabela 6.7.

Tabela 6.7 – Condições para definição do coeficiente de vazão na saída do acumulador

Condição	$K_V =$
$p_P < p_0$ e $p_g \leq p_0$	0
$p_P > p_g$	K_V^{car}
$p_P < p_g$	$-K_V^{des}$

Fonte: elaborado pelo autor.

Os valores que serão utilizados nas simulações das duas propostas de modificações do capítulo 7 são apresentados na Tabela 6.8. O modelo desenvolvido na linguagem C++ para ser utilizado no programa Hopsan é apresentado no apêndice F.

Tabela 6.8 – Parâmetros identificados para o modelo de acumulador

Proposta	Parâmetro	Valor [$\text{m}^3/\text{s}/\sqrt{\text{Pa}}$]
Nº 1	$K_V^{car} = K_V^{des}$	5×10^{-7}
Nº 2	K_V^{car}	5×10^{-7}
	K_V^{des}	1×10^{-9}

Fonte: elaborado pelo autor.

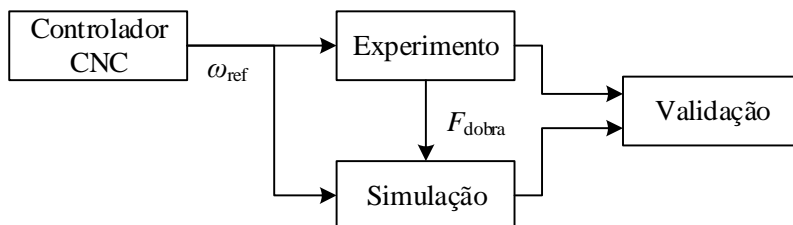
6.8 VALIDAÇÃO DO MODELO

Visto que a modelagem desenvolvida nesse trabalho contemplou apenas o sistema hidráulico e o controlador não foi incluído, o processo de validação foi realizado em malha aberta, conforme esquematizado na Figura 6.5. Desta forma, a velocidade angular de referência (ω_{ref}) enviada para o servomotor durante o experimento é a mesma enviada para o modelo, enquanto compara-se os sinais de pressão nas portas da bomba-motor e nas câmaras do cilindro e a posição do atuador.

As medições de um ciclo de operação da prensa dobradeira com dobra de uma chapa de 6,35 mm (1/4") posicionada simetricamente ao longo da mesa (viga inferior) foram escolhidas para a validação. A força de carregamento (F_{dobra}) foi estimada a partir das medições de pressões

nas câmaras obtidas experimentalmente. O algoritmo desenvolvido para descrever a força de carregamento é apresentado no Apêndice C.

Figura 6.5 – Diagrama esquemático do processo de validação em malha aberta



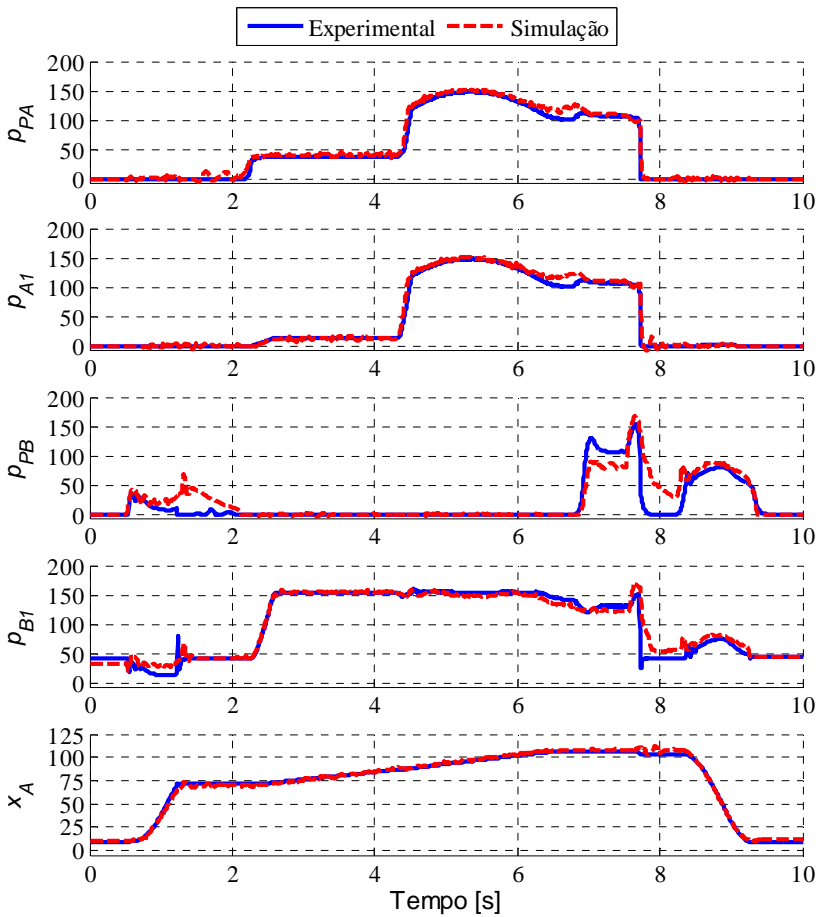
Fonte: elaborado pelo autor.

As curvas obtidas no experimento e na simulação são confrontadas na Figura 6.6. É possível observar que o modelo de atrito de LuGre modificado (Seção 6.6 e Apêndice E) apresentou resultados satisfatórios tendo em vista a boa correspondência das pressões nas câmaras (p_{A1} e p_{B1}) ao longo de todo o ciclo de operação. Por sua vez, a capacidade do algoritmo desenvolvido em descrever a força de carregamento devido a dobra pode ser verificada pelas curvas de pressões nas câmaras especificamente entre o período de 4,4 a 6,5 segundos.

As pressões na porta B da bomba (p_{PB}) do modelo e do experimento, por outro lado, possuem diferenças de até 50 bar nos estágios de fechamento (0,5 a 1,3 segundos) e de abertura (7,7 a 9,4 segundos). Uma das causas da diferença observada pode ser devida às indutâncias negligenciadas das tubulações, visto que nesses estágios as demandas de vazão possuem variações maiores.

Contudo, a simulação descreveu adequadamente o efeito do aumento de pressão abrupto durante a descompressão, assim como retrata as pressões manométricas negativas nas portas das câmaras A e B nos estágios de abertura e compressão, respetivamente. Desta forma, o modelo descreve as principais características da máquina e atende às necessidades do estudo realizado.

Figura 6.6 – Curvas de validação do modelo



Fonte: elaborado pelo autor.

7 PROPOSTAS DE MODIFICAÇÃO

7.1 INTRODUÇÃO

Nesse capítulo serão propostos, e posteriormente verificados via simulação, dois novos circuitos hidráulicos com o objetivo de mitigar as condições críticas verificadas na análise do capítulo 5. Como será descrito na Seção 7.2.1, as soluções propostas mantêm características da máquina em estudo (ver Seção 3.5) como o leiaute em circuito semifechado e a compensação de áreas por válvulas (ver Seção 2.3.4.3). Optou-se por não utilizar a compensação de áreas com duas bombas-motores em paralelo (Figura 2.12), visto que a relação de áreas do cilindro utilizado demandaria a utilização de duas bombas com relação de deslocamento volumétrico de 1 para 10.

Conforme a análise do Capítulo 5, as duas seguintes condições devem ser aprimoradas:

- Aumentar a pressão na porta B durante o estágio de compressão para mitigar a ocorrência de cavitação;
- Permitir um caminho alternativo para a vazão excedente oriunda da câmara A durante o estágio de descompressão a fim de evitar o aumento abrupto da pressão na câmara B.

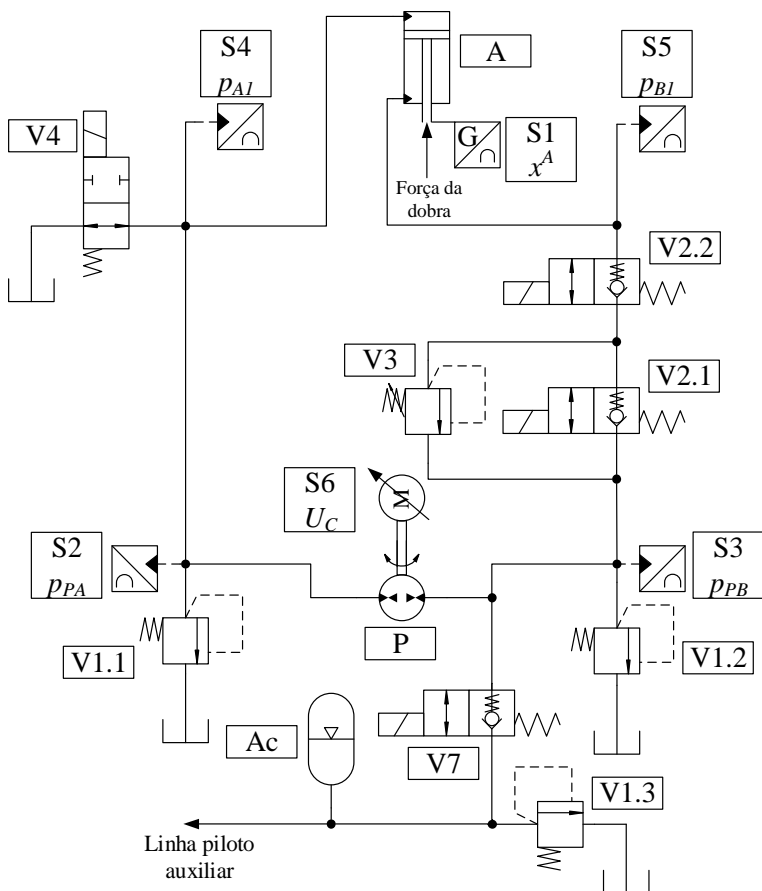
7.2 PROPOSTA 1

7.2.1 Circuito hidráulico

A primeira proposta de solução é apresentada na Figura 7.1 por meio de seu circuito hidráulico. Optou-se por incluir um acumulador (Ac) conectado na porta B da bomba-motor por meio de uma válvula de duas vias com retenção (V7). Além disso, a linha piloto auxiliar que tornava necessário a utilização da válvula de sequência (V5 do circuito original, Figura 3.7) na linha A é transferido para a linha do acumulador. Apesar de seu detalhamento estar fora do escopo do estudo, sabe-se que, por se tratar de uma linha piloto, a demanda de vazão do mesmo pode ser desprezada sem prejuízo significativo nos resultados das simulações.

Desta forma, a válvula de sequência pode ser removida e a queda de pressão entre a câmara A do cilindro e a porta A da bomba é reduzida ao ponto de permitir que a bomba-motor trabalhe em um nível de pressão maior durante o estágio de abertura. Diante disso, a válvula de retenção da linha A (V6.1 do circuito original) não irá abrir durante o estágio de abertura e a mesma torna-se desnecessária no novo circuito.

Figura 7.1 – Circuito hidráulico da proposta número 1



Fonte: elaborado pelo autor.

Especialmente no estágio de compressão, a pressão na porta B deve atingir um valor inferior a soma das pressões na linha do acumulador e da pressão de abertura da retenção da válvula 7. Nesse caso, o acumulador deverá suprir vazão e garantir que a pressão na porta B da bomba não atinja valores inferiores a atmosférica e, portanto, esteja em uma faixa de operação adequada para a operação da bomba-motor. Desta forma, a válvula de retenção da linha B (V6.2 do circuito original) não será acionada durante o estágio de compressão e a mesma pode ser removida no novo circuito.

O acumulador também funciona de forma a garantir que a vazão excedente oriunda da câmara A durante o estágio de descompressão não provoque um aumento brusco da pressão na linha B. Durante esse estágio, a válvula V7 será acionada e uma conexão livre entre a porta B e a linha do acumulador será permitida. Assim, a vazão excedente será utilizada para carregar o acumulador.

Por diminuir a quantidade de conexões entre o reservatório e o circuito, a remoção das duas válvulas de retenção (V6.1 e V6.2 do circuito original) permite que o novo circuito hidráulico seja implementado em um projeto mecânico mais compacto que o original. Desta forma, benefícios como menores quantidades de óleo, tubulações e reservatório podem ser obtidas.

7.2.2 Dimensionamento do acumulador

Visto que a linha piloto auxiliar foi transferida para a linha do acumulador e a válvula de sequência (V5) era a que garantia o seu funcionamento, a pressão ajustada na válvula será utilizada como a pressão mínima no dimensionamento do acumulador. Desta forma, garante-se o correto funcionamento dos componentes conectados a linha piloto auxiliar, assim como no circuito original. Além disso, o volume de trabalho do acumulador precisa ser suficiente para que, durante o estágio de compressão, o acumulador não seja totalmente descarregado. A vazão necessária para suprir a linha piloto auxiliar é desprezada por se tratar de um circuito com função piloto.

O volume de trabalho do acumulador necessita compensar a diferença de volume nas câmaras do cilindro durante o estágio de compressão. Visto que os efeitos de compressibilidade são desprezíveis frente as variações de volumes nas câmaras, o volume de trabalho é definido por

$$\Delta V^{AC} = (A_A - A_B) \times \Delta x^{com}. \quad (7.1)$$

A Tabela 7.1 apresenta os requisitos do dimensionamento do acumulador, além dos parâmetros utilizados.

Tabela 7.1 – Requisitos e parâmetros para o dimensionamento do acumulador para a proposta número 1

Parâmetro		Valor	Unidade
Deslocamento durante a compressão	Δx^{com}	35	mm
Área da câmara A	A_A	$15,32 \times 10^{-3}$	m ²
Área da câmara B	A_B	$1,36 \times 10^{-3}$	m ²
Pressão máxima	p_2	20	bar
Pressão mínima	p_1	15	bar
Pressão de pré-carga	p_0	13	bar
Coefficiente de expansão adiabática	γ	1,4	1
Frequência rotacional da bomba	n	1000	rev/min
Deslocamento volumétrico da bomba	D	12.6	cm ³ /rev
Eficiência volumétrica da bomba	η_{vol}	85%	1

Fonte: elaborado pelo autor.

Assumindo um processo adiabático, o volume do acumulador é calculado por

$$V_0^{AC} = \frac{\Delta V^{AC} p_1}{p_0} \frac{1}{1 - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{n_{pol}}}} \quad (7.2)$$

Considerando que a bomba-motor vai carregar o acumulador, calcula-se o tempo de carregamento definido por

$$\Delta t_{car}^{AC} = \frac{\Delta V^{AC}}{\eta_{vol} n D} \quad (7.3)$$

A Tabela 7.2 apresenta o resultado do dimensionamento do acumulador realizado com os dados da A Tabela 7.1 apresenta os requisitos do dimensionamento do acumulador, além dos parâmetros utilizados.

Tabela 7.1 e as equações (7.1), (7.2) e (7.3). O volume do acumulador resultante do dimensionamento tem elevada dependência com a pressão máxima permitida na linha do acumulador. Nesse trabalho optou-se por uma pressão máxima que garanta uma variação, entre sua condição de carregado e descarregado, de apenas 5 bar na linha do acumulador. Caso seja necessário a utilização de um acumulador de menor tamanho, a pressão máxima deverá ser maior.

Tabela 7.2 – Dimensionamento do acumulador para a proposta número 1

Parâmetro		Valor	Unidade
Volume de trabalho	ΔV^{AC}	0,49	L
Volume do acumulador	V_0^{AC}	3,00	L
Tempo de carregamento	Δt_{car}^{AC}	2,75	s

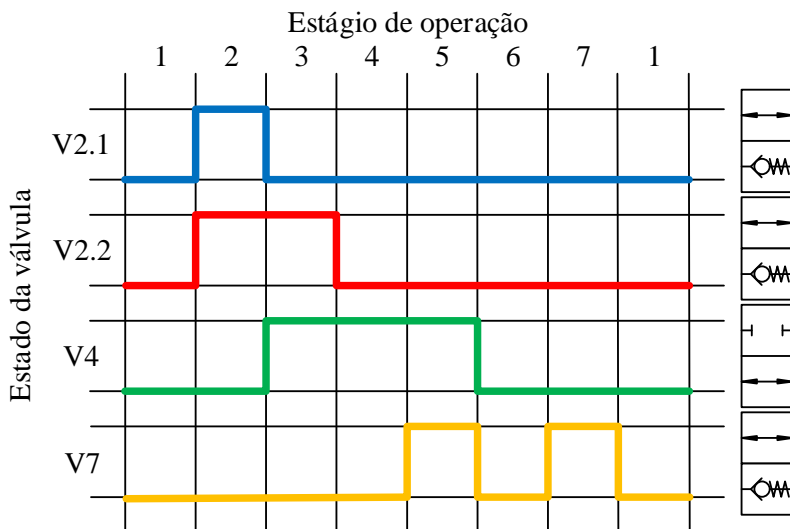
Fonte: elaborado pelo autor.

7.2.3 Diagrama de controle

Em razão da necessidade de que o acumulador hidráulico esteja carregado para que um ciclo de operação possa ocorrer corretamente, a solução proposta exige a inclusão de um estágio chamado de Carregamento. Durante esse estágio, enquanto o cilindro está recuado, a válvula de preenchimento (V4) permanece aberta, a válvula V7 é acionada e o servomotor é ligado para bombear da porta A para a B. Esse procedimento permite que o acumulador seja carregado por meio da válvula de preenchimento (V4).

O estágio de carregamento deve ser executado tanto na inicialização da máquina assim como no fim de cada ciclo de operação. Esse estágio é, portanto, representado pelo número 7 no novo diagrama de controle das válvulas apresentado na Figura 7.2. Desta forma, o tempo de carregamento de 3,2 segundos não afetará o tempo de produção, posto que o operador estará realizando outras atividades como mover a placa de metal, por exemplo. A válvula V7 também abre durante a descompressão (estágio nº 5) para permitir que vazão excedente oriunda da câmara A seja utilizada para carregar o acumulador e a pressão na linha B não aumente excessivamente.

Figura 7.2 – Novo diagrama de controle para a proposta número 1



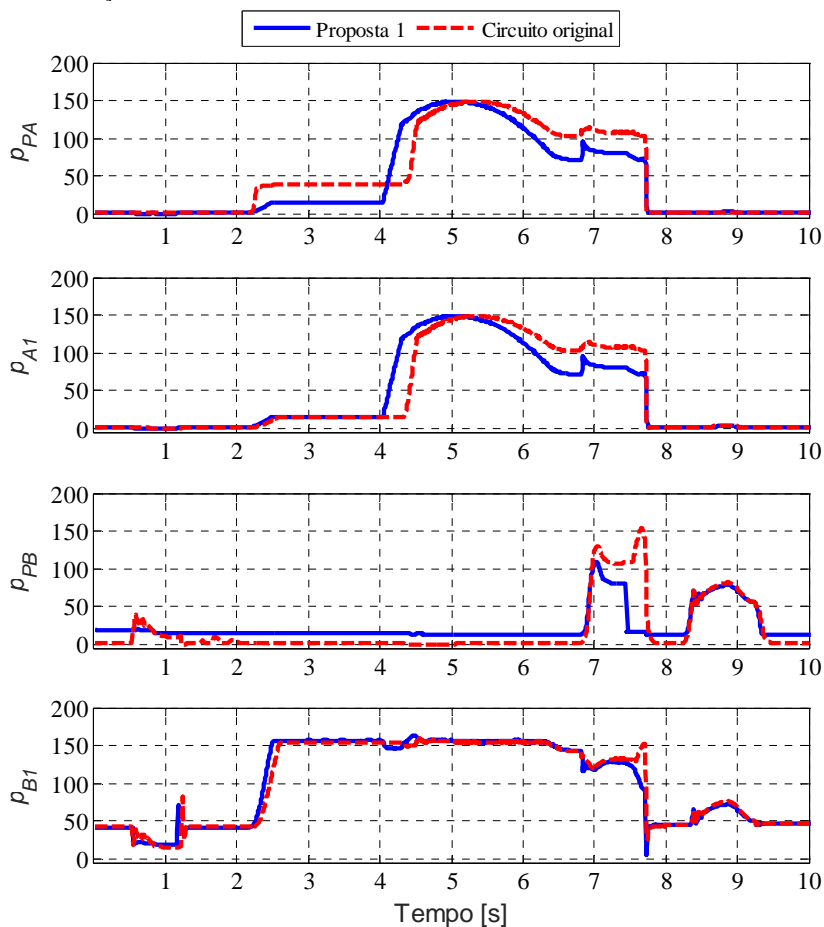
Fonte: elaborado pelo autor.

7.2.4 Resultados de simulação

A eficácia do novo circuito hidráulico proposto é avaliada por meio da comparação, apresentada na Figura 7.3, entre as pressões obtidas nas simulações do novo circuito e do original. As mesmas condições de simulação utilizadas na validação são utilizadas nessa seção, que inclui um ciclo de operação da prensa dobradeira com dobra de uma chapa de 6,35 mm (¼”) posicionada simetricamente ao longo da mesa (viga inferior). O carregamento devido a dobra é descrito pelo algoritmo apresentado no Apêndice C que representa a trajetória força-deslocamento após o cilindro alcançar a posição de encontro com a chapa de metal. O modelo da válvula 7 desta proposta de modificação é idêntico ao modelo das válvulas V2 utilizado na simulação do circuito original. O novo estágio de carregamento é omitido na comparação.

A pressão manométrica negativa identificada na porta B da bomba (p_{PB}) durante a compressão não se repete no novo circuito. Devido a energia armazenada no acumulador, as pressões na porta B da bomba não atingem valores inferiores a 10 bar, fato este que permite que a bomba trabalhe em condições de operação mais adequadas.

Figura 7.3 – Comparação da proposta 1 em relação ao circuito original por meio de simulação



Fonte: elaborado pelo autor.

Verifica-se, também, que durante a descompressão (de 7,4 a 7,6 s), uma redução na pressão na câmara A (p_{A1}) é observada sem aumento da pressão na câmara B (p_{B1}) no novo circuito, posto que a vazão oriunda da câmara A é direcionada ao acumulador durante esse estágio. Desta forma, o aumento abrupto observado nas pressões da porta B (p_{PB}) e na câmara B não é verificado na nova proposta. O novo circuito deve, portanto, apresentar um movimento mais suave durante o estágio de descompressão. Além disso, é possível aumentar a velocidade da bomba

durante a descompressão de forma a produzir uma maior redução da pressão na câmara A sem um aumento da pressão na câmara B. Consequentemente, no momento que o estágio de abertura é iniciado e a válvula de preenchimento (V4) abre, o choque hidráulico na câmara A será minimizado.

7.3 PROPOSTA 2

7.3.1 Circuito hidráulico

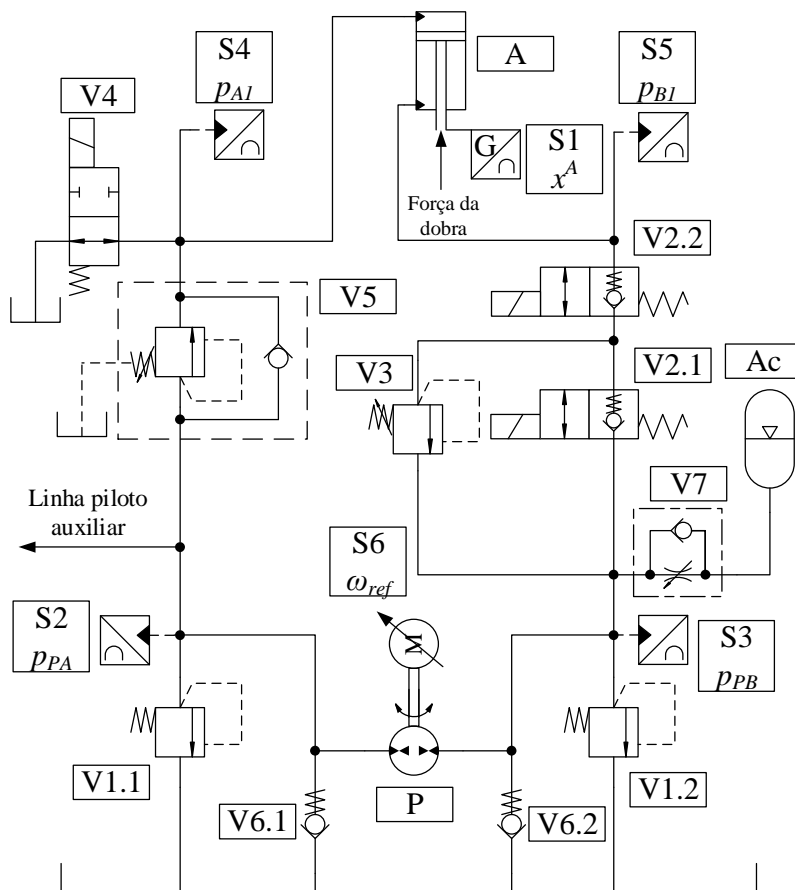
Em casos nos quais não é possível a implementação de um período de carregamento do acumulador, é necessário manter as válvulas de retenção (V6.1 e V6.2) situadas nas portas da bomba-motor. Entretanto, nesta segunda proposta recomenda-se substituir os componentes por modelos de válvulas com menor queda de pressão, conforme apresentado na Seção 5.3. A bomba-motor continua operando, portanto, com sucção em níveis de pressões manométricas negativas, mas com valores mais adequados. O circuito hidráulico desta segunda proposta é apresentado na Figura 7.4.

Esta solução não necessita a inclusão de uma válvula eletricamente operada (V7 da proposta 1). Neste caso, uma válvula reguladora de vazão com retenção (para retorno livre) (V7 da proposta 2) conecta um acumulador à porta B da bomba-motor. A vazão oriunda da câmara A durante o estágio descompressão é direcionada parte para câmara B e parte para o acumulador por meio do retorno livre da válvula V7. Desta forma, evita-se o aumento brusco da pressão na linha B, mas permite que a câmara B seja preenchida de óleo.

A energia armazenada durante a descompressão é utilizada para auxiliar o movimento de subida durante o estágio de abertura, momento no qual o acumulador é descarregado por meio da restrição da válvula V7. Esta restrição garante que o acumulador não seja descarregado rapidamente, o que poderia provocar um movimento brusco da viga superior no momento da abertura da válvula de preenchimento.

O diagrama de controle das válvulas permanece o mesmo do original, pois nenhuma válvula eletricamente operada é adicionada nesta segunda proposta.

Figura 7.4 – Circuito hidráulico da proposta número 2



Fonte: elaborado pelo autor.

7.3.2 Dimensionamento do acumulador

Nesta proposta, o acumulador é utilizado para armazenar a diferença entre a vazão que sai da câmara A e que entra na câmara B durante o estágio de descompressão. Desta forma, o volume de trabalho acumulado é definido por

$$\Delta V^{AC} = (A_A - A_B) \times \Delta x^{des}. \quad (7.4)$$

A pressão de pré-carga é definida com um valor superior a pressão na câmara B no início da descompressão de forma a garantir que

o óleo preencha a câmara B durante o movimento de subida. A Tabela 7.3 apresenta os requisitos e parâmetros do dimensionamento do acumulador para a segunda proposta.

Tabela 7.3 – Requisitos e parâmetros para o dimensionamento do acumulador para a proposta número 2

Parâmetro		Valor	Unidade
Deslocamento durante a descompressão	Δx^{des}	5	mm
Pressão máxima	p_2	190	bar
Pressão mínima	p_1	140	bar
Pressão de pré-carga	p_0	125	bar

Fonte: elaborado pelo autor.

A Tabela 7.4 apresenta o resultado do dimensionamento do acumulador realizado com os dados da Tabela 7.3 e as equações (7.1), (7.2) e (7.3).

Tabela 7.4 – Dimensionamento do acumulador para a proposta número 1

Parâmetro		Valor	Unidade
Volume de trabalho	ΔV^{AC}	0,07	L
Volume do acumulador	V_0^{AC}	0,40	L

Fonte: elaborado pelo autor.

7.3.3 Resultados de simulação

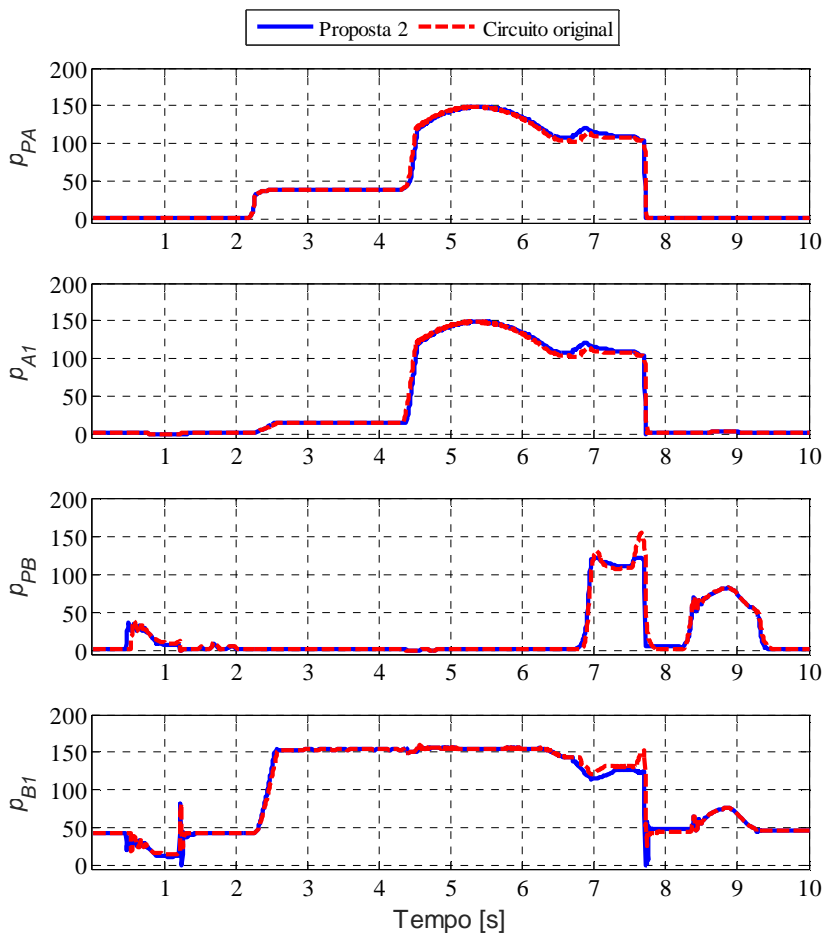
De forma análoga ao realizado para a primeira proposta de modificação, a eficácia do circuito hidráulico da segunda proposta é avaliada por meio de resultados de simulação apresentados na Figura 7.5 que comparam as pressões no circuito original e da segunda proposta.

No circuito proposto é possível verificar que, durante a descompressão (de 7,4 a 7,6 s), a diminuição da pressão na câmara A (p_{A1}) ocorre com um aumento equivalente da pressão na câmara B (p_{B1}) e não de forma abrupta observado no circuito original. Essa melhora é observada pois parte da vazão oriunda da câmara A é direcionada ao acumulador.

O movimento durante o estágio de descompressão deve ocorrer, portanto, de forma mais suave no circuito proposto quando ao comparado a solução original. Assim como na primeira proposta, neste caso também é possível aumentar a velocidade da bomba durante a

descompressão de para intensificar a redução da pressão na câmara A. Com uma menor pressão na câmara A no instante da abertura da válvula de preenchimento (V4), o choque hidráulico na câmara A será minimizado.

Figura 7.5 – Comparação da proposta 2 em relação ao circuito original por meio de simulação



Fonte: elaborado pelo autor.

8 CONCLUSÃO

Nesse trabalho foi desenvolvido um estudo sobre sistemas hidráulicos controlados por bomba-motor com velocidade variável. A revisão bibliográfica permitiu constatar o potencial dessa tecnologia quanto a satisfazer a demanda mundial por sistemas energeticamente mais eficientes. A constatação é comprovada visto que o controle na bomba é um método conservativo, ao contrário do que é observado em sistemas tradicionais controlados por válvulas.

Apesar de comum em transmissões hidrostáticas, foram evidenciados desafios ao utilizar o controle na bomba com atuadores lineares. No caso do uso de cilindros assimétricos, diferentes soluções foram observadas a respeito da compensação de vazão pelas diferentes áreas, seja o uso de válvulas hidráulicamente pilotadas ou de duas bombas em paralelo. A revisão bibliográfica relativa a essa tecnologia mostrou-se importante para que essa tecnologia possa ser difundida e futuros trabalhos sejam desenvolvidos.

O estudo de caso neste trabalho contemplou uma nova prensa dobradeira que corresponde a uma inovação na indústria brasileira. Seu sistema possui dois cilindros hidráulicos controlados por bomba-motores acionados por servomotores AC. Para entender tal aplicação, investigou-se as particularidades de prensas dobradeiras e comparou-se o sistema tradicional com esta nova solução. Foi observado que ambos circuitos hidráulicos possuem diversas válvulas em comum, mas a realização do controle direto na bomba na nova solução introduz desafios no que se refere ao equilíbrio de vazão entre as câmaras dos cilindros.

De forma a melhor entender o comportamento do circuito hidráulico desta nova solução, uma análise foi realizada com base em resultados experimentais. Verificou-se que apenas o ensaio realizado no sistema hidráulico em circunstâncias reais de operação não seria suficiente para compreender o efeito do acionamento hidráulico primário no funcionamento da prensa. Desta forma, mais dois ensaios foram realizados, sendo um para obter o mapa de eficiências volumétrica da bomba-motor e outro para caracterizar o comportamento pressão diferencial/vazão das válvulas de retenção acopladas as portas da bomba-motor.

Como resultado da análise, três condições críticas foram identificadas, que envolveram pressões manométricas negativas nas portas da bomba nos estágios de abertura e compressão, e o aumento abrupto da pressão na câmara B no estágio de descompressão. Referências bibliográficas mostram que tais circunstâncias podem

favorecer o surgimento de cavitação e choques hidráulicos, que, por sua vez, afetam o desempenho do sistema e o ciclo de vida de seus componentes. Compreendeu-se, portanto, que uma análise do comportamento das pressões em um sistema hidráulico pode verificar possíveis melhorias tanto no quesito de seu desempenho quanto em sua mantabilidade.

O modelo do sistema hidráulico da prensa dobradeira foi desenvolvido em uma plataforma gratuita chamada Hopsan, que utiliza a abordagem MultiPortas e o método das linhas de transmissão (TLM) para a interface entre os componentes de um modelo. Este programa mostrou-se rápido e de fácil utilização, além do fato que a biblioteca padrão disponível foi o suficiente para a maioria dos componentes utilizado na simulação deste trabalho.

Entretanto, foi identificado que o modelo de atrito disponível na biblioteca da plataforma não descrevia a influência da pressão no atrito do cilindro hidráulico verificado experimentalmente. Portanto, foi proposta uma modificação do modelo de atrito de LuGre, que permitiu a influência da pressão em seus parâmetros de entrada. A elaboração do algoritmo em linguagem C++ para introduzir o modelo de atrito proposto na plataforma Hopsan mostrou-se um processo rápido e eficaz.

A validação do modelo com os resultados experimentais revelou-se um procedimento laborioso. Neste caso precisou-se focar na capacidade do modelo em descrever as características em estudo, como o estágio de descompressão e as pressões nas portas da bomba durante os estágios de compressão e abertura.

Suportado pelas pesquisas e análises realizadas, duas propostas de modificação do circuito hidráulico foram apresentadas. A primeira proposta compreende a inclusão de um acumulador de cerca de três litros e meio e a de uma válvula de duas vias com retenção, assim como a remoção das válvulas de retenção e da válvula de sequência. Em termos de projeto mecânico, a primeira proposta permite uma solução mais compacta tendo em vista a diminuição de conexões entre reservatório e o circuito, por meio da remoção das duas válvulas de retenção.

Na segunda proposta, por sua vez, adiciona-se um acumulador de 400 ml e conserva-se as válvulas de retenção (V6.1 e V6.2) situadas nas portas da bomba-motor, mas substituiu-se estes componentes por modelos de válvulas com menor queda de pressão. Esta solução é mais simples, pois não utiliza válvula eletricamente operada e não exige a inclusão de um estágio para o carregamento do acumulador.

Os benefícios dos circuitos hidráulicos das duas propostas foram verificados por meio de simulação como, por exemplo, a mitigação de choques hidráulicos e a operação da bomba-motor com sucção em níveis mais adequados de pressão, sendo que no caso da proposta 1 a sucção trabalha em pressões manométricas positivas. Portanto, foi possível aprimorar o desempenho da máquina com poucas mudanças no circuito e mantendo o uso de componentes comerciais.

Esse trabalho é um exemplo dos benefícios que a integração entre universidade e indústria proporciona. Mediante combinação de esforços do LASHIP-UFSC, da Sorg Ind. e Com. de Máquinas e da Argo-Hytos AT Fluid Power Systems Ltda., foi possível elaborar um estudo amplo, em português, de uma tecnologia energeticamente eficiente com aplicação industrial e, assim, permitir que essa solução seja cada vez mais aperfeiçoada.

Por fim, destaca-se que, ao longo deste trabalho, os resultados obtidos foram utilizados em uma publicação aceita no congresso intitulado *ASME/BATH 2015 Symposium on Fluid Power and Motion Control (FPMC2015)*. Esse relevante congresso na comunidade mundial de sistemas hidráulicos e pneumáticos é organizado por *The Fluid Power Systems & Technology Division (FPST)* da *American Society of Mechanical Engineers (ASME)* e por *The University of Bath Centre for Power Transmission and Motion Control (PTMC)*.

Motivados por esse estudo, os seguintes temas para trabalhos futuros são indicados:

- Comparação energética entre o sistema hidráulico tradicional para prensas dobradeiras e a HES70-30;
- Bancada com atuadores lineares com controle por bomba com velocidade variável;
- Metodologia para projeto de sistema hidráulico controlado por bomba com velocidade variável e atuadores lineares;
- Avaliação da influência da dinâmica de servomotores e motores de indução com conversores de frequência no desempenho de sistemas com cilindros hidráulicos;
- Estudo sobre modelos de bombas-motores bidirecionais;
- Avaliação do modelo de atrito de LuGre modificado dependente da pressão em diferentes cilindros;
- Implementação das propostas de modificação e verificação das melhorias experimentalmente.

REFERÊNCIAS

ALBERTAZZI, A. Apostila de Metrologia (Parte I). **Laboratório de Metrologia e Automatização. Departamento de Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Santa Catarina**, 2002.

ARMSTRONG-HÉLOUVRY, B.; DUPONT, P.; DE WIT, C. C. A survey of models, analysis tools and compensation methods for the control of machines with friction. **Automatica**, v. 30, n. 7, p. 1083-1138, 1994. ISSN 0005-1098.

ÅSTRÖM, K. J.; CANUDAS-DE-WIT, C. Revisiting the lugre model; stick-slip motion and rate dependence. **IEEE Control Systems Magazine**, v. 28, 2008.

ATOS. Standard solutions for CNC press brakes. CE and non CE design. 2013. Disponível em: < http://www.atos.com/english/technical_tables/english/TM020.pdf >. Acesso em: 14 Nov. 2014.

AXIN, M. et al. **Next generation simulation software using transmission line elements**. Fluid Power and Motion Control. Bath, England, UK: 265-276 p. 2010.

BARAHANOV, N.; ORTEGA, R. Necessary and sufficient conditions for passivity of the LuGre friction model. **Automatic Control, IEEE Transactions on**, v. 45, n. 4, p. 830-832, 2000. ISSN 0018-9286.

BOES, C.; HELBIG, A. **Electro Hydrostatic Actuators for Industrial Applications**. Proceedings of the 9th IFK, 2014.

BONCHIS, A.; CORKE, P.; RYE, D. C. **A pressure-based, velocity independent, friction model for asymmetric hydraulic cylinders**. Robotics and Automation, 1999. Proceedings. 1999 IEEE International Conference on: IEEE. 3: 1746-1751 p. 1999.

CANUDAS-DE-WIT, C.; LISCHINSKY, P. Adaptive friction compensation with partially known dynamic friction model. **International journal of adaptive control and signal processing**, v. 11, n. 1, p. 65-80, 1997. ISSN 1099-1115.

CANUDAS-DE-WIT, C. et al. A new model for control of systems with friction. **Automatic Control, IEEE Transactions on**, v. 40, n. 3, p. 419-425, 1995. ISSN 0018-9286.

DE NEGRI, V. J.; RAMOS FILHO, J. R. B.; SOUZA, A. D. C. **A design method for hydraulic positioning systems**. International Power Transmission Exposition - IFPE 2008. Las Vegas: 669-679 p. 2008.

EATON VICKERS. **The Systemic Approach to Contamination Control: A Complete Guide for Maximum System Performance**: Eaton Corporation 2002.

FLESCH, E. A. **Projeto de transmissão hidrostática para aerogeradores de eixo horizontal**. 2012. 138 p p. Dissertação (Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica), Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

GALLONI, A. **Modelling and energy assessment of a switched inertance hydraulic system for pitch control**. 2015. Master's thesis Dipartimento di Ingegneria "Enzo Ferrari", Università degli studi di Modena e Reggio Emilia, Modena.

HABIBI, S.; GOLDENBERG, A. **Design of a new high-performance ElectroHydraulic actuator**. Mechatronics, 2000. Proceedings. 2000 IEEE/ASME International Conference on: IEEE. 5 2000.

HBM. Inductive fluid and gas pressure transducer P Operating Manual. [ca. 1980].

_____. P2VA1, P2VA2 Pressure transmitter - Data Sheet. [ca. 2000]-a.

Disponível em: <

<http://www.hbm.com/fileadmin/mediapool/hbmdoc/technical/b1563.pdf> >. Acesso

em: 11 Nov. 2014.

_____. P15 Pressure Gage Transducers for Excess Pressure - Data Sheet. [ca.

2000]-b. Disponível em: <

<http://www.hbm.com/fileadmin/mediapool/hbmdoc/technical/b0373.pdf> >. Acesso

em: 11 Nov. 2014.

HELBIG, A. **Electrohydrostatic Actuation: An Energy-Efficient Option for Machine Builders**. Hydraulics & Pneumatics. Setembro 2015.

HELDUSER, S. Electric-hydrostatic drive—an innovative energy-saving power and motion control system. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering**, v. 213, n. 5, p. 427-437, 1999. ISSN 0959-6518.

HELDUSER, S. **Improved energy efficiency in plastic injection molding machines**. 8th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP. 3 2003.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 4411 - Hydraulic fluid power -- Valves -- Determination of pressure differential/flow characteristics**. 1986.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 4409 - Hydraulic fluid power -- Positive-displacement pumps, motors and integral transmissions -- Methods of testing and presenting basic steady state performance**. 2007.

IRSSST. Safeguarding of hydraulic power press brakes. 2010. Disponível em: < <http://www.irsst.qc.ca/media/documents/pubirsst/rf-651.pdf> >. Acesso em: 10 mar. 2015.

JOHNSTON, N. The transmission line method for modelling laminar flow of liquid in pipelines. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering**, v. 226, n. 5, p. 586-597, 2012. ISSN 0959-6518.

KOMSTA, J. **Variable Speed Pump Drives for Industrial Machinery - System Considerations**. Fluid Power Systems Conference 2013.

KRUS, P. **Design Analysis and Synthesis**. LiU-IEI-R--07/0010--SE. Linköping: Linköping University 2012.

KRUS, P.; WEDDFELT, K.; PALMBERG, J.-O. Fast Pipeline Models for Simulation of Hydraulic Systems. **Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v. 116, n. 1, p. 132, 1994. ISSN 00220434.

KUKKONEN, S.; MÄKINEN, E. **Performance of a Pump Controlled Asymmetric Actuator: A Comparison of Different Control Methods**. ASME/BATH 2014 Symposium on Fluid Power and Motion Control: American Society of Mechanical Engineers 2014.

KUPHALDT, T. R. Lessons from electric circuits - Chapter 13 AC MOTORS - Original author: Dennis Crunkilton. 2007.

LOVREC, D.; KASTREVC, M. Modelling and simulating a controlled press-brake supply system. **International Journal of Simulation Modelling**, v. 10, n. 3, p. 133-144, 2011. ISSN 17264529.

MERRITT, H. E. **Hydraulic control systems**. John Wiley & Sons, 1967. ISBN 0471596175.

MICHEL, S.; WEBER, J. **Electrohydraulic compact-drives for low power applications considering energy-efficiency and high inertial loads**. 7th FPNI PhD Symposium on Fluid Power 2012.

MINISTÉRIO DO TRABALHO. **Norma Regulamentadora 12-MTE-NR 12 e suas alterações -Segurança no Trabalho em Máquinas e Equipamentos**. DF, BR 2009.

MOOG. The Future of Fluid Power: 6 Challenges Facing Hydraulic Engineers. 2010. Disponível em: < <http://www.ideasinmotioncontrol.com/2010/02/the-future-of-fluid-power-6-challenges-facing-hydraulic-engineers.html#.VZRS0npViko> >. Acesso em: 15 jan. 2015.

MURARO, I. **Verificação dos princípios hidrostáticos em controle de posição em malha fechada para acionamentos hidráulicos**. 2006. 134 p. p. Monografia (Projeto de Fim de Curso) Curso de Engenharia de Controle e Automação, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

NAVARRO, R. **Performance of an electro-hydrostatic actuator on the F-18 systems research aircraft**. National Aeronautics and Space Administration, Dryden Flight Research Center, 1997.

NOSTRANI, M. P. **Estudo teórico-experimental de um posicionador utilizando hidráulica digital de chaveamento rápido: estudo de caso em bancada de ensaios para turbinas eólicas**. 2015. Dissertação (Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica), Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

NOVOTECHNIK. Position Transducers potentiometric up to 900 mm, IP55, Data Sheet. 2012. Disponível em: < <http://www.novotechnik.com/pdfs/LWH.pdf> >. Acesso em: 20 Nov. 2015.

OLIVEIRA, E. D. D.; AMARAL, L. E. H. D.; ANDRADE, R. C. D. **Análise de adequação de prensa hidráulica dobradeira à NR-12**. 2014. Trabalho de Conclusão de Curso, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba.

OLSSON, H. et al. Friction models and friction compensation. **European journal of control**, v. 4, n. 3, p. 176-195, 1998. ISSN 0947-3580.

PERONDI, E. A. **Controle não-linear em cascata de um servoposicionador pneumático com compensação do atrito**. 2002. 178 p p. Tese (Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica), Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), Florianópolis.

PILLAY, P.; KRISHNAN, R. Application characteristics of permanent magnet synchronous and brushless DC motors for servo drives. **Industry Applications, IEEE Transactions on**, v. 27, n. 5, p. 986-996, 1991. ISSN 0093-9994.

PIMENTEL, D. B. **Bancada de ensaios para acionamentos eletromecânicos fracionários rotativos**. 1997. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

RABIE, M. **Fluid power engineering**. McGraw Hill Professional, 2009. ISBN 0071626069.

ROCHA, O. F. L. D. **Conformação mecânica**. Belém : IFPA ; Santa Maria : UFSM: 68 p. 2012.

ROELANDS, R. P. P. **Modeling the Dynamics of Hydraulic Press Brakes: The Construction and Experimental Validation of a SISO Model for the Dynamics**

of Industrial Press Brakes. 2000. 88p p. Graduation project, Eindhoven University of Technology

SILVA, J. C. D. **Virtual Environment for Dynamic Modelling of Multi-Domain Systems.** 18th International Congress of Mechanical Engineering. Ouro Preto: ABCM. 1 2005.

SILVA, J. C. D.; NASCIMENTO, J. C. D. Modelagem e Simulação Dinâmica. AMESim- Ambiente para Protótipos Virtuais. **Revista da Associação Brasileira de Hidráulica e Pneumática,** Maio-Junho 2002.

SMITH, J. O. Introduction to digital filters: with audio applications. 2007. Disponível em: < <http://ccrma.stanford.edu/~jos/filters/> >. Acesso em: 25 Mar. 2015.

SZPAK, R. **Análise teórico-experimental do comportamento das pressões em posicionadores hidráulicos.** 2008. 143 p. p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

TANAKA, Y. et al. **Comparative Study on Dynamic Characteristics of Hydraulic, Pneumatic and Electric Motors.** ASME/BATH 2013 Symposium on Fluid Power and Motion Control: American Society of Mechanical Engineers: V001T01A037-V001T01A037 p. 2013.

TIKKANEN, S.; TOMMILA, H. **Hybrid pump drive.** The Fourteenth Scandinavian International Conference on Fluid Power, Tampere, Finland 2015.

TRAN, X. et al. Effect of friction model on simulation of hydraulic actuator. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering,** v. 228, n. 9, p. 690-698, 2014. ISSN 0959-6518
2041-3041.

TRAN, X. B.; HAFIZAH, N.; YANADA, H. Modeling of dynamic friction behaviors of hydraulic cylinders. **Mechatronics,** v. 22, n. 1, p. 65-75, 2012. ISSN 09574158.

TRINKEL, B. **Fluid power circuits explained - Fluid power circuits and how they work.** Ed. 1. Newburg, IN.: Hydra-pneu Consulting, Inc., 1996.

VALDIERO, A. C. **Controle de Robôs Hidráulicos com compensação de atrito.** 2005. 157 p. p. Tese (Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica), Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

VALDIERO, A. C. **Modelagem matemática de Robôs Hidráulicos.** Ijuí: Editora Unijuí, 2012. ISBN 978-85-419-0003-4.

VAN GEFFEN, V. A study of friction models and friction compensation. **Technische Universiteit Eindhoven, Eindhoven, The Netherlands**, p. 1-24, 2009.

VIERSMA, T. J. Analysis, synthesis, and design of hydraulic servosystems and pipelines(Book). **Amsterdam, Elsevier Scientific Publishing Co.(Studies in Mechanical Engineering**., v. 1, 1980.

VON LINSINGEN, I. **Fundamentos de Sistemas Hidráulicos**. 4 ed. Editora da UFSC, 2013. ISBN 9788532806468.

VON LINSINGEN, I.; DE NEGRI, V. J. Fundamentals of Hydraulic Systems and Components. In: TOTTEN, G. E. e DE NEGRI, V. J. (Ed.). **Handbook of Hydraulic Fluid Technology**. 2ed. Boca Raton, FL: CRC Press, 2011. p.1-52.

WEBTEC. CT/LT Turbine Flow Meters User Manual. 2014. Disponível em: <<http://www.webtec.com/en/download/6242/viewrel>>. Acesso em: 21 Nov. 2014.

WILLIAMSON, C.; IVANTYSYNOVA, M. **Stability and motion control of inertial loads with displacement controlled hydraulic actuators**. Proceedings of the 6th FPNI PhD Symposium, West Lafayette: 499-514 p. 2010.

WILLKOMM, J.; WAHLER, M.; WEBER, J. **Process-Adapted Control to Maximize Dynamics of Speed-and Displacement-Variable Pumps**. ASME/BATH 2014 Symposium on Fluid Power and Motion Control. Bath, United Kingdom: American Society of Mechanical Engineers 2014.

XU, M. et al. Speed-Control of Energy Regulation Based Variable-Speed Electrohydraulic Drive. **Strojniški vestnik – Journal of Mechanical Engineering**, p. 433-442, 2013. ISSN 00392480.

YANADA, H.; TAKAHASHI, K.; MATSUI, A. Identification of Dynamic Parameters of Modified LuGre Model and Application to Hydraulic actuator. **JFPS International Journal of Fluid Power System**, v. 3, n. 1, p. 1-8, 2010. ISSN 1881-5286.

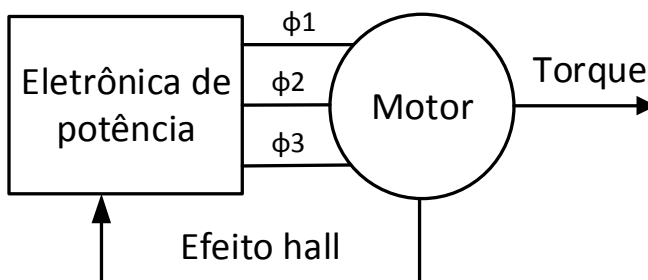
APÊNDICE A – Acionamento elétrico do sistema hidráulico

O servomotor utilizado para acionar a bomba-motor do sistema hidráulico da prensa analisada é de ímãs permanentes realimentado por encoder e com força contra-eletromotriz senoidal (BEMF). O seu controle é realizado por um servoconversor alimentado por corrente alternada trifásica. O fabricante denomina este acionamento elétrico como um servomotor síncrono CA. Entretanto, deve-se ressaltar que o tipo de motor não é definido por sua fonte de alimentação e sim por seu modo de operação, pois é este que determina suas características, tanto estáticas quanto dinâmicas.

Visto que o rotor do servomotor é de ímãs permanentes, este poderia operar tanto como motor síncrono de ímãs permanentes (PMSM ou apenas SM) quanto como motor de corrente contínua sem escovas (BLDCM). Ambos são construtivamente similares e necessitam de corrente alternada no estator para manter um torque fixo, mas possuem funcionamento distintos. Além disso, há diferentes visões sobre o que define se o motor é um PMSM ou um BLDCM.

Para entender melhor a diferença entre ambos modos de operação, apresenta-se, na Figura A.1, um circuito eletrônico genérico de um BLDCM. Nesse caso, a realimentação para o circuito de potência é realizada por um sensor de efeito *hall* que mede a posição angular do rotor cuja informação é utilizada para comandar a comutação das correntes nos enrolamentos. Esse sensor também poderia ser um *resolver* magnético ou codificador (*encoder*) opto-eletrônico.

Figura A.1 – Circuito eletrônico de um BLDCM



Fonte: Kuphaldt (2007), tradução nossa.

De acordo com Kuphaldt (2007), e Pillay e Krishnan (1991), o circuito de um PMSM é similar ao do BLDCM e a diferença entre os dois tipos consiste na forma da onda da BEMF de seus motores, que por sua vez define a forma da onda da corrente de controle nos

enrolamentos. No caso de BLDCM esta força é trapezoidal ou retangular, enquanto que em PMSM é senoidal.

De acordo com Pimentel (1997), entretanto, a utilização da posição do rotor de forma a gerar sinais de realimentação que, por sua vez comandam a eletrônica de potência, faz com que este motor opere em uma condição não síncrona, pois a sua velocidade depende da rapidez de avanço do rotor. Este motor, portanto, não estará operando de modo sincronizado com uma rede CA externa e sim sincronizado com os sinais de realimentação internos ao acionamento, *i.e.*, é auto pilotado por sinais de comando que se originam internamente.

Nesta interpretação, portanto, mesmo com uma BEMF do tipo senoidal, um acionamento com esse modo de operação não pode ser considerado um motor síncrono PMSM e sim um BLDCM, no qual sinais com perfil muito próximos do senoidal são utilizados, de acordo com Pimentel (1997), para diminuir as ondulações de torque e assim minimizar vibrações no eixo do motor.

O fato que o BLDCM opera sincronizado com os sinais de realimentação internos, faz com que esse se assemelha a um motor CC com escovas. Portanto, as curvas características de ambos motores são semelhantes e apresentem valores de torque máximo na condição de imobilidade, *i.e.*, rotação zero. Esta característica indica o seu uso para operações de posicionamento, no qual a velocidade é zero na maior parte da operação e exige que a derivada de aceleração seja a maior possível, ou seja, possua torque máximo, a fim de obter o menor tempo de resposta no posicionamento.

Mantendo esta linha de raciocínio, para que o acionamento seja do tipo PMSM é necessário que a comutação de corrente seja comandada externamente pela frequência CA de alimentação, pois desta forma o rotor e a carga acoplada a ele necessitam sincronizar a esta frequência. No entanto, não está claro se o servomotor utilizado no sistema hidráulico em análise opera com realimentação interna dos sinais do *encoder* (BLDCM) ou se o mesmo é pilotado externamente e assim opera em modo síncrono (PMSM).

Portanto, não fica claro se o servomotor utilizado opera em modo síncrono PMSM ou em modo BLDCM. Uma evidência a favor de que o mesmo opere como BLDCM é que o mesmo está sendo utilizado nesta máquina como acionamento posicionador. De forma a manter a classificação utilizada pelo fabricante do servomotor e demais publicações voltadas à sistemas hidráulicos e pneumáticos, utilizar-se-á o termo “servomotor AC” para se referir ao acionamento elétrico.

APÊNDICE B – Resultados do ensaio das válvulas de retenção

Ensaio descrito na Seção 4.4.

Tabela B.1 – Medições da pressão diferencial/vazão durante abertura da válvula

LASHIP - Ensaio de válvulas de retenção								
Perda de carga compensada - Abertura da válvula								
Março/15			ps: 50 bar			T: 42°C +- 5		
Vazão ref.	Fabricante A				Fabricante B			
	VR1		VR2		VR3		VR4	
	qv [L/min]	dp [bar]	qv [L/min]	dp [bar]	qv [L/min]	dp [bar]	qv [L/min]	dp [bar]
1,0	1,32	0,605	1,40	0,459	1,39	0,513	1,32	0,437
2,0	1,94	0,619	2,04	0,465	2,29	0,517	1,96	0,438
3,0	3,04	0,639	3,05	0,475	2,99	0,530	2,97	0,441
4,0	4,05	0,655	4,13	0,484	4,00	0,529	4,06	0,448
5,0	5,03	0,662	5,01	0,487	5,05	0,536	5,01	0,451
6,0	5,99	0,661	6,08	0,494	6,05	0,538	5,98	0,455
7,0	6,98	0,671	7,02	0,504	7,07	0,537	7,02	0,456
8,0	8,02	0,671	8,15	0,513	8,09	0,534	8,09	0,456
9,0	9,03	0,659	9,12	0,519	9,09	0,526	8,98	0,457
10,0	10,03	0,634	10,04	0,526	10,30	0,517	10,02	0,458
11,0	11,03	0,592	11,09	0,538	11,41	0,502	11,12	0,457
12,0	12,05	0,523	12,03	0,549	12,01	0,494	12,03	0,460
13,0	13,12	0,491	12,99	0,548	13,06	0,470	12,99	0,454
14,0	14,03	0,474	14,13	0,564	14,03	0,433	13,99	0,456
15,0	14,96	0,479	15,09	0,574	15,15	0,405	15,15	0,453
16,0	16,18	0,493	16,01	0,581	16,01	0,385	15,94	0,458
18,0	18,12	0,597	18,03	0,598	18,20	0,445	18,05	0,460
20,0	20,05	0,715	20,01	0,636	20,26	0,552	20,01	0,474
22,0	21,98	0,866	22,19	0,669	22,18	0,655	22,11	0,472
24,0	24,43	1,031	23,87	0,698	24,21	0,768	24,23	0,476
26,0	25,99	1,187	26,09	0,727	26,01	0,893	26,19	0,493
28,0	28,12	1,367	28,07	0,779	28,23	1,080	27,95	0,503
30,0	30,12	1,560	30,14	0,807	30,21	1,236	30,29	0,518
32,0	32,57	1,792	32,57	0,858	32,51	1,416	32,87	0,547
34,0	34,07	1,937	34,47	0,893	34,68	1,602	34,42	0,557
36,0	36,12	2,170	36,43	0,930	36,31	1,750	35,95	0,567
38,0	38,08	2,382	38,11	0,963	38,03	1,910	38,39	0,589
40,0	40,03	2,599	40,21	1,014	40,15	2,119	40,33	0,612
42,0	42,00	2,795	42,11	1,059	42,72	2,374	41,97	0,621
44,0			44,09	1,104			44,45	0,643

Fonte: elaborado pelo autor.

Tabela B.2 – Medições da pressão diferencial/vazão durante fechamento da válvula

LASHIP - Ensaio de válvulas de retenção								
Perda de carga compensada - Fechamento da válvula								
Março/15			p_s: 50 bar			T: 42°C +- 5		
Vazão ref,	Fabricante A				Fabricante B			
	VR1		VR2		VR3		VR4	
	qv [L/min]	dp [bar]	qv [L/min]	dp [bar]	qv [L/min]	dp [bar]	qv [L/min]	dp [bar]
3,0	3,02	0,598	2,85	0,394	2,80	0,480	2,76	0,361
4,0	4,07	0,616	4,08	0,408	4,08	0,491	4,11	0,366
5,0	5,09	0,628	5,05	0,415	5,08	0,496	5,01	0,369
6,0	6,01	0,634	6,10	0,425	6,00	0,499	6,05	0,373
7,0	7,06	0,630	7,10	0,432	7,02	0,499	7,08	0,373
8,0	8,03	0,620	8,05	0,439	8,06	0,494	8,08	0,376
9,0	9,05	0,604	9,01	0,449	9,09	0,490	9,03	0,375
10,0	10,11	0,590	10,08	0,460	10,03	0,481	10,04	0,378
11,0	11,09	0,553	11,08	0,472	11,03	0,478	11,00	0,385
12,0	12,01	0,479	11,94	0,480	11,99	0,460	11,97	0,384
13,0	12,70	0,457	13,00	0,488	12,95	0,447	12,73	0,384
14,0	13,78	0,452	14,13	0,504	14,08	0,416	13,32	0,384
15,0	14,21	0,448	15,14	0,516	14,95	0,387	14,06	0,390
16,0	15,95	0,458	16,17	0,530	16,09	0,355	16,05	0,391
18,0	18,06	0,539	18,11	0,555	18,03	0,396	18,01	0,399
20,0	20,00	0,655	20,26	0,598	19,97	0,502	20,19	0,411
22,0	21,28	0,746	22,09	0,619	21,84	0,601	22,01	0,416
24,0	24,08	0,952	24,18	0,664	23,99	0,732	23,95	0,426
26,0	25,92	1,110	25,98	0,690	26,15	0,891	25,86	0,444
28,0	28,06	1,301	28,21	0,746	28,15	1,046	28,07	0,462
30,0	30,10	1,495	30,24	0,772	30,17	1,205	30,01	0,471
32,0	31,85	1,652	31,84	0,816	31,22	1,291	31,97	0,498
34,0	34,18	1,909	33,93	0,859	33,55	1,486	33,89	0,516
36,0	35,98	2,094	35,65	0,887	36,00	1,697	35,93	0,536
38,0	38,13	2,328	38,09	0,940	38,14	1,903	38,11	0,556
40,0	40,14	2,562	39,93	0,993	40,17	2,107	39,93	0,585
42,0	42,08	2,785	42,22	1,052	42,75	2,378	42,14	0,606
44,0			44,09	1,104			44,45	0,643

Fonte: elaborado pelo autor.

APÊNDICE C – Algoritmo em C++ do modelo da trajetória força de dobra/deslocamento

```

/*! @file      MechanicTranslationalMassWithLuGreAssymmetricFriction.hpp
/*! @author    Paulo Teixeira @ LASHIP
/*! @date     2014-10-20

```

```

#ifndef PRESSFORCE_HPP_INCLUDED
#define PRESSFORCE_HPP_INCLUDED

```

```

#include "ComponentEssentials.h"
#include "ComponentUtilities.h"

```

```

#include <math.h>
#include <sstream>

```

```

namespace hopsan {

```

```

    class PressForce : public ComponentC
    {
    private:
        //Integrators
        Integrator mIntegrator_Fref;
        //Input variable node data pointers
        double *mpFg, *mpX0clamp, *mpDxelst, *mpFelst, *mpDxplst, *mpFplst,
*mpDxret;
        //Output variable node data pointers
        double *mpFp, *mpRelease, *mpxmax, *mpFpmax, *mpFt, *mpXclamp,
*mpFref, *mpFref_old;
        //Power port pointers
        Port *mpP1;
        //Power port node data pointers
        double *mpP1_x, *mpP1_v, *mpP1_F, *mpP1_me, *mpP1_c, *mpP1_Zc;

    public:
        static Component *Creator()
        {
            return new PressForce();
        }

        void configure()
        {
            //Register input variables
            addInputVariable("Fg", "Gravity force", "N", -5000, &mpFg);
            addInputVariable("x0clamp", "Clamp initial position", "m", 0.1,
&mpX0clamp);
            addInputVariable("dxelst", "Elastic deformation", "m", 0.002, &mpDxelst);

```

```

    addInputVariable("Felst", "Elastic maximum force", "N", 150000,
&mpFelst);
    addInputVariable("dxplst", "Plastic maximum elongation", "m", 0.0008,
&mpDxplst);
    addInputVariable("Fplst", "Plastic maximum force", "N", 210000,
&mpFplst);
    addInputVariable("dxret", "Maximum back clamp", "m", 0.0001,
&mpDxret);
    //Register output variables
    addOutputVariable("Ft", "Total force", "N", 0, &mpFt);
    addOutputVariable("release", "Release condition", "-", 0, &mpRelease);
    addOutputVariable("xmax", "m", "Maximum x", 0, &mpxmax);
    addOutputVariable("xclamp", "Clamp position", "m", 0.1, &mpXclamp);
    addOutputVariable("Fpmax", "N", "Maximum N", 0, &mpFpmax);
    addOutputVariable("Fref", "N", "Reference force", 0, &mpFref);
    addOutputVariable("Fref_old", "N", "Reference force", 0, &mpFref_old);

    //Add power ports
    mpP1 = addPowerPort("P1", "NodeMechanic", "");
    //Set default power port start values
}

void initialize()
{
    //Get node data pointers from ports
    mpP1_x = getSafeNodeDataPtr(mpP1, NodeMechanic::Position);
    mpP1_v = getSafeNodeDataPtr(mpP1, NodeMechanic::Velocity);
    mpP1_F = getSafeNodeDataPtr(mpP1, NodeMechanic::Force);
    mpP1_me = getSafeNodeDataPtr(mpP1, NodeMechanic::EquivalentMass);
    mpP1_c = getSafeNodeDataPtr(mpP1, NodeMechanic::WaveVariable);
    mpP1_Zc = getSafeNodeDataPtr(mpP1, NodeMechanic::CharImpedance);

    //Write new values to nodes
    (*mpFref) = (*mpFelst);
    (*mpFref_old) = (*mpFelst);
    (*mpXclamp) = (*mpX0clamp);
    (*mpP1_F) = (*mpFg);

    mIntegrator_Fref.initialize(mTimestep, 0, 0);
}

void simulateOneTimestep()
{
    //Declare local variables
    double Fg, x0clamp, dxelst, Felst, dxplst, Fplst, dxret;
    double Fp, release, xmax, Fpmax, Ft, xclamp, Fref, Fref_old, z;
    double P1_x, P1_v, P1_F, P1_me, P1_c, P1_Zc;

```

```

//Read variable values from nodes
P1_x = (*mpP1_x);
P1_v = (*mpP1_v);
P1_F = (*mpP1_F);
P1_me = (*mpP1_me);
Fg = (*mpFg);
x0clamp = (*mpX0clamp);
dxelst = (*mpDxelst);
Felst = (*mpFelst);
dxplst = (*mpDxplst);
Fplst = (*mpFplst);
dxret = (*mpDxret);
release = (*mpRelease);
xmax = (*mpxmax);
Fpmax = (*mpFpmax);
xclamp = (*mpXclamp);
Fref = (*mpFref);
Fref_old = (*mpFref_old);

//WRITE YOUR EQUATIONS HERE
if (P1_x-x0clamp < 3*dxelst)
{
    if (P1_x <= xclamp)
    {
        Fp = 0;
    }
    else if (P1_x-xclamp <= dxelst)
    {
        Fp = Fref/dxelst*(P1_x-xclamp);
    }
    else
    {
        z = P1_x-dxelst-x0clamp;
        Fp = -Fplst/(dxplst*dxplst)*z*(z-2*dxplst)+Felst;
        Fref_old = mIntegrator_Fref.value();
        Fref = mIntegrator_Fref.update(Fp-Fref_old);
    }
}
else
{
    if (P1_x-xclamp <= -2*dxelst)
    {
        Fp = 0;
    }
    else if (P1_x-xclamp >= dxelst)
    {

```

```

    z = P1_x-dxelst-x0clamp;
    Fp = -Fplst/(dxplst*dxplst)*z*(z-2*dxplst)+Felst;
    Fref_old = mIntegrator_Fref.value();
    Fref = mIntegrator_Fref.update(Fp-Fref_old);
}
else if (P1_x-xclamp >= dxelst*0.75)
{
    Fref = mIntegrator_Fref.update(+400000000*(P1_x-xclamp-dxelst/2));
    Fp = Fref;
}
else if (P1_x-xclamp >= 0)
{
    Fref = mIntegrator_Fref.update(-350000000*(P1_x-xclamp-dxelst/2));
    Fp = Fref;
}
else if (P1_x-xclamp >= -2*dxelst)
{
    Fref = mIntegrator_Fref.update(-200000000*(P1_x-xclamp-dxelst/2));
    Fp = Fref;
}
else
{
    Fp = 0;
}
}

```

```
Ft = Fp + Fg;
```

```

//Maximum
if (P1_x > xmax)
{
    xmax = P1_x;
    Fpmax = Fp;
    if (P1_x - xclamp > dxelst)
    {
        xclamp = P1_x - dxelst;
    }
}

```

```

//Write new values to nodes
(*mpP1_c) = Ft;
(*mpP1_Zc) = 0;
(*mpRelease) = z;
(*mpxmax) = xmax;
(*mpFpmax) = Fpmax;
(*mpFt) = Ft;
(*mpFref) = Fref;

```

```
        (*mpXclamp) = xclamp;  
        (*mpFref_old) = Fref_old;  
    }  
};  
}  
  
#endif //PRESSFORCE_HPP_INCLUDED
```


APÊNDICE D – Resultados do ensaio do acionamento primário hidráulico

Ensaio descrito na Seção 4.3.

Tabela D.1 – Vazão medida na saída da bomba durante o ensaio

Vazão medida na saída da bomba-motor ($D = 12,6 \text{ cm}^3/\text{rev}$)						
Rotação [rpm]	Pressão na saída da bomba [bar]					
	25	50	100	150	200	250
300	2,64	2,55	2,41	2,11	2,21	1,93
500	4,87	4,90	4,86	4,62	4,32	4,47
700	7,20	7,26	7,24	7,11	6,86	6,30
900	9,63	9,66	9,67	9,59	9,40	8,96
1100	12,14	12,18	12,21	12,16	11,97	11,66
1300	14,72	14,76	14,84	14,85	14,72	14,40

Fonte: elaborado pelo autor.

Tabela D.2 – Coeficiente de vazamento dependente da pressão na saída da bomba e sua frequência rotacional

Coeficiente de vazamento equivalente [$\text{m}^3/\text{s}/\text{Pa}$]						
Rotação [rpm]	Pressão na saída da bomba-motor [bar]					
	25	50	100	150	200	250
300	7,6E-12	4,1E-12	2,3E-12	1,9E-12	1,3E-12	1,2E-12
500	9,5E-12	4,7E-12	2,4E-12	1,9E-12	1,7E-12	1,2E-12
700	1,1E-11	5,2E-12	2,6E-12	1,9E-12	1,6E-12	1,7E-12
900	1,1E-11	5,6E-12	2,8E-12	1,9E-12	1,6E-12	1,6E-12
1100	1,1E-11	5,6E-12	2,8E-12	1,9E-12	1,6E-12	1,5E-12
1300	1,1E-11	5,4E-12	2,6E-12	1,7E-12	1,4E-12	1,3E-12

Fonte: elaborado pelo autor.

APÊNDICE E – Algoritmo em C++ do modelo de LuGre modificado dependente da pressão

```

/*! @file          MechanicTranslationalMassWithModifiedLuGreFriction.hpp
/*! @author        Paulo Teixeira @ LASHIP
/*! @date          2014-10-20

#ifndef
MECHANICTRANSLATIONALMASSWITHMODIFIEDLUGREFRICTION_HP
P_INCLUDED
#define
MECHANICTRANSLATIONALMASSWITHMODIFIEDLUGREFRICTION_HP
P_INCLUDED

#include "ComponentEssentials.h"
#include "ComponentUtilities.h"

#include <math.h>
#include <sstream>

namespace hopsan {

    class MechanicTranslationalMassWithModifiedLuGreFriction : public
ComponentQ
    {
    private:
        //Integrators
        Integrator mIntegrator_z, mIntegrator_v, mIntegrator_x;
        //Constants
        double mM;
        //Input variable node data pointers
        double *mpS0_p, *mpS1_p, *mpS2_p, *mpFs0_p, *mpFc0_p, *mpCp_Fs_p,
*mpCp_Fc_p, *mpVs_p;
        double *mpS0_n, *mpS1_n, *mpS2_n, *mpFs_n, *mpFc_n, *mpVs_n;
        double *mpAlpha, *mpX_min, *mpX_max, *mpPB;
        //Output variable node data pointers
        double *mpZ, *mpFa, *mpG, *mpDz;
        //Hide Variables
        double mLength;
        //Power port pointers
        Port *mpP1, *mpP2;
        //Power port node data pointers
        double *mpP1_x, *mpP1_v, *mpP1_F, *mpP1_me, *mpP1_c, *mpP1_Zc;
        double *mpP2_x, *mpP2_v, *mpP2_F, *mpP2_me, *mpP2_c, *mpP2_Zc;

    public:
        static Component *Creator()

```

```

{
    return new MechanicTranslationalMassWithModifiedLuGreFriction();
}

void configure()
{
    //Register constant parameters
    addConstant("m", "Mass", "kg", 1, mM);
    //Register input variables
    addInputVariable("s0_p", "Sigma 0 (Positive motion)", "N/m", 2000000,
&mpS0_p);
    addInputVariable("s1_p", "Sigma 1 (Positive motion)", "kg/s", 100000,
&mpS1_p);
    addInputVariable("s2_p", "Sigma 2 (Positive motion)", "kg/s", 5000,
&mpS2_p);
    addInputVariable("Fs0_p", "Static friction force - Pb=0 (Positive motion)",
"N", 2000, &mpFs0_p);
    addInputVariable("Fc0_p", "Coulomb friction force - Pb=0 (Positive
motion)", "N", 1500, &mpFc0_p);
    addInputVariable("cp_Fs_p", "Static friction coefficient (Positive motion)",
"N/Pa", 0.0004, &mpCp_Fs_p);
    addInputVariable("cp_Fc_p", "Coulomb friction coefficient (Positive
motion)", "N/Pa", 0.0003, &mpCp_Fc_p);
    addInputVariable("vs_p", "Stribeck velocity (Positive motion)", "m/s",
0.005, &mpVs_p);
    addInputVariable("s0_n", "Sigma 0 (Negative motion)", "N/m", 2000000,
&mpS0_n);
    addInputVariable("s1_n", "Sigma 1 (Negative motion)", "kg/s", 100000,
&mpS1_n);
    addInputVariable("s2_n", "Sigma 2 (Negative motion)", "kg/s", 5000,
&mpS2_n);
    addInputVariable("Fs_n", "Static friction force (Negative motion)", "N",
2000, &mpFs_n);
    addInputVariable("Fc_n", "Coulomb friction force (Negative motion)", "N",
1500, &mpFc_n);
    addInputVariable("vs_n", "Stribeck velocity (Negative motion)", "m/s",
0.005, &mpVs_n);
    addInputVariable("alpha", "Alpha", "-", 1, &mpAlpha);
    addInputVariable("x_min", "Lower limit of position", "m", 0, &mpX_min);
    addInputVariable("x_max", "Upper limit of position", "m", 1, &mpX_max);
    addInputVariable("pB", "Pressure on B chamber", "Pa", 1e5, &mpPB);
    //Register output variables
    addOutputVariable("z", "Friction state", "-", 0, &mpZ);
    addOutputVariable("Fa", "Friction force", "N", 0, &mpFa);
    addOutputVariable("g", "Stribeck and Coulomb function", "-", 0, &mpG);
    addOutputVariable("dz", "Friction state derivative", "-", 0, &mpDz);
    //Add power ports

```

```

    mpP1 = addPowerPort("P1", "NodeMechanic", "");
    mpP2 = addPowerPort("P2", "NodeMechanic", "");
}

void initialize()
{
    //Get node data pointers from ports
    mpP1_x = getSafeNodeDataPtr(mpP1, NodeMechanic::Position);
    mpP1_v = getSafeNodeDataPtr(mpP1, NodeMechanic::Velocity);
    mpP1_F = getSafeNodeDataPtr(mpP1, NodeMechanic::Force);
    mpP1_me = getSafeNodeDataPtr(mpP1, NodeMechanic::EquivalentMass);
    mpP1_c = getSafeNodeDataPtr(mpP1, NodeMechanic::WaveVariable);
    mpP1_Zc = getSafeNodeDataPtr(mpP1, NodeMechanic::CharImpedance);
    mpP2_x = getSafeNodeDataPtr(mpP2, NodeMechanic::Position);
    mpP2_v = getSafeNodeDataPtr(mpP2, NodeMechanic::Velocity);
    mpP2_F = getSafeNodeDataPtr(mpP2, NodeMechanic::Force);
    mpP2_me = getSafeNodeDataPtr(mpP2, NodeMechanic::EquivalentMass);
    mpP2_c = getSafeNodeDataPtr(mpP2, NodeMechanic::WaveVariable);
    mpP2_Zc = getSafeNodeDataPtr(mpP2, NodeMechanic::CharImpedance);

    //Declare local variables
    double P1_x, P1_v, P2_x, P2_v, z;

    //Read variable values from nodes
    P1_x = (*mpP1_x);
    P1_v = (*mpP1_v);
    P1_x = (*mpP1_x);
    P2_v = (*mpP2_v);
    z = (*mpZ);

    //WRITE YOUR INITIALIZATION CODE HERE
    mLength = P1_x+P2_x;

    mIntegrator_z.initialize(mTimestep, 0, z);
    mIntegrator_v.initialize(mTimestep, 0, P2_v);
    mIntegrator_x.initialize(mTimestep, 0, P2_x);

    //Write new values to nodes

    //Print debug message if start velocities doe not match
    if((*mpP1_v) != -(*mpP2_v))
    {
        this->addDebugMessage("Start velocities does not match");
    }
}

void simulateOneTimestep()

```

```

{
//Declare local variables
double s0, s1, s2, Fs, Fc, vs, alpha, x_min, x_max;
double z, Fa, g, dz, a;
double P1_x, P1_v, P1_F, P1_me, P1_c, P1_Zc, P2_x, P2_v, P2_F, P2_me,
P2_c, P2_Zc;

//Read variable values from nodes
P1_c = (*mpP1_c);
P1_Zc = (*mpP1_Zc);
P2_c = (*mpP2_c);
P2_Zc = (*mpP2_Zc);
alpha = (*mpAlpha);
x_min = (*mpX_min);
x_max = (*mpX_max);
z = (*mpZ);
P1_v = (*mpP1_v);
P2_v = (*mpP2_v);

if (P2_v > 0)
{
s0 = (*mpS0_p);
s1 = (*mpS1_p);
s2 = (*mpS2_p);
Fs = (*mpFs0_p) + (*mpCp_Fs_p)*(*mpPB);
Fc = (*mpFc0_p) + (*mpCp_Fc_p)*(*mpPB);
vs = (*mpVs_p);
}
else
{
s0 = (*mpS0_n);
s1 = (*mpS1_n);
s2 = (*mpS2_n);
Fs = (*mpFs_n);
Fc = (*mpFc_n);
vs = (*mpVs_n);
}

//Equations of model
g = Fc + (Fs-Fc)*exp(-fabs(pow(P2_v/vs,alpha)));

dz = P2_v - s0 * fabs(P2_v) * z / g;

z = mIntegrator_z.update(dz);

Fa = s0 * z + s1 * dz + s2 * P2_v;

```

```

a = ( P1_c - P2_c - Fa ) / mM;

P2_v = mIntegrator_v.update(a);
P2_x = mIntegrator_x.update(P2_v);

P1_v = -P2_v;
P1_x = -P2_x + mLength;

P1_F = P1_c + P1_Zc*P1_v;
P2_F = P2_c + P2_Zc*P2_v;

//Write new values to nodes
(*mpP1_x) = P1_x;
(*mpP1_v) = P1_v;
(*mpP1_F) = P1_F;
(*mpP2_x) = P2_x;
(*mpP2_v) = P2_v;
(*mpP2_F) = P2_F;
(*mpZ) = z;
(*mpFa) = Fa;
(*mpG) = g;
(*mpDz) = dz;
}

};
}

#endif
//MECHANICTRANSLATIONALMASSWITHMODIFIEDLUGREFRICTION_H
PP_INCLUDED

```


APÊNDICE F – Algoritmo em C++ do modelo de acumulador

```

//! @file      HydraulicAccumulator_LASHIP.hpp
//! @author    Paulo Teixeira @ LASHIP
//! @date     2015-09-01

#ifndef HYDRAULICACCUMULATOR_LASHIP_HPP_INCLUDED
#define HYDRAULICACCUMULATOR_LASHIP_HPP_INCLUDED

#include "ComponentEssentials.h"
#include "ComponentUtilities.h"
#include <math.h>

namespace hopsan {

    class HydraulicAccumulator_LASHIP : public ComponentQ
    {
    private:
        TurbulentFlowFunction qTurbu;
        Integrator mInt_p_g;
        //Input variable node data pointers
        double *mpBe, *mpP0, *mpK, *mpV0, *mpKv_c, *mpKv_d;
        //Output variable node data pointers
        double *mpP_g;
        //Power port pointers
        Port *mpP1;
        //Power port node data pointers
        double *mpP1_q, *mpP1_p, *mpP1_c, *mpP1_Zc;

    public:
        static Component *Creator()
        {
            return new HydraulicAccumulator_LASHIP();
        }

        void configure()
        {
            //Register constant parameters
            //Register input variables
            addInputVariable("Be", "Bulk modulus", "Pa", 1.4e9, &mpBe);
            addInputVariable("p0", "Charge pressure", "Pa", 50e5, &mpP0);
            addInputVariable("k", "Polytropic coefficient", "-", 1.4, &mpK);
            addInputVariable("V0", "Accumulator volume", "m^3", 1e-3, &mpV0);
            addInputVariable("Kv_c", "Flow coefficient on charge", "m^3/s/sqrt(Pa)",
1e-7, &mpKv_c);
            addInputVariable("Kv_d", "Flow coefficient on discharge", "m^3/s/sqrt(Pa)",
1e-7, &mpKv_d);
            //Register output variables

```

```

    addOutputVariable("p_g", "Gas pressure", "Pa", 1e5, &mpP_g);
    //Add power ports
    mpP1 = addPowerPort("P1", "NodeHydraulic", "");
    //Set default power port start values
}

void initialize()
{
    //Get node data pointers from ports
    mpP1_q = getSafeNodeDataPtr(mpP1, NodeHydraulic::Flow);
    mpP1_p = getSafeNodeDataPtr(mpP1, NodeHydraulic::Pressure);
    mpP1_c = getSafeNodeDataPtr(mpP1, NodeHydraulic::WaveVariable);
    mpP1_Zc = getSafeNodeDataPtr(mpP1, NodeHydraulic::CharImpedance);

    //Declare local variables
    double Be, p0, k, V0, Kv_c, Kv_d;
    double P1_q, P1_p, P1_c, P1_Zc, p_g;

    //Read variable values from nodes
    P1_p = (*mpP1_p);
    P1_q = (*mpP1_q);
    P1_c = (*mpP1_c);
    P1_Zc = (*mpP1_Zc);
    Be = (*mpBe);
    p0 = (*mpP0);
    k = (*mpK);
    V0 = (*mpV0);
    Kv_c = (*mpKv_c);
    Kv_d = (*mpKv_d);
    p_g = (*mpP_g);

    //WRITE YOUR INITIALIZATION CODE HERE
    mInt_p_g.initialize(mTimestep, 0, p0);

    //Write new values to nodes
    (*mpP1_q) = P1_q;
    (*mpP1_p) = P1_p;

    simulateOneTimestep();
}

void simulateOneTimestep()
{
    //Declare local variables
    double Be, p0, k, V0, Kv_c, Kv_d;

```



```

double P1_q, P1_p, P1_c, P1_Zc;
double Vf, dp_g, p_g, den, Kv;

//Read variable values from nodes
P1_p = (*mpP1_p);
P1_q = (*mpP1_q);
P1_c = (*mpP1_c);
P1_Zc = (*mpP1_Zc);
Be = (*mpBe);
p0 = (*mpP0);
k = (*mpK);
V0 = (*mpV0);
Kv_c = (*mpKv_c);
Kv_d = (*mpKv_d);
p_g = (*mpP_g);

//WRITE YOUR EQUATIONS HERE

//Orifice equations

if(P1_p < p0 && p_g <= p0) { Kv=0; }
else if(P1_p <= p_g) { Kv=Kv_d; }
else { Kv=Kv_c; }

qTurbu.setFlowCoefficient(Kv);
P1_q = qTurbu.getFlow(p_g,P1_c,0,P1_Zc);
P1_p = P1_c + P1_q*P1_Zc;

//Accumulator equations
Vf = V0*(1-pow((p0/p_g), (1/k)));
den = pow((V0-Vf), (k+1))/(k*p0*pow(V0, k))+Vf/Be;
dp_g = -P1_q/den;
p_g = mInt_p_g.update(dp_g);

//Write new values to nodes
(*mpP1_q) = P1_q;
(*mpP1_p) = P1_p;
(*mpP_g) = p_g;
}

void finalize()
{
//WRITE YOUR FINALIZE CODE HERE (OPTIONAL)
}

void deconfigure()

```

```
{
    //WRITE YOUR DECONFIGURATION CODE HERE (OPTIONAL)
}
};
}

#endif //HYDRAULICACCUMULATOR_LASHIP_HPP_INCLUDED
```