

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

Marcos Paulo Nostrani

**ESTUDO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UM POSICIONA-  
DOR UTILIZANDO HIDRÁULICA DIGITAL DE CHAVEA-  
MENTO RÁPIDO: ESTUDO DE CASO EM BANCADA DE  
ENSAIOS PARA TURBINAS EÓLICAS**

Dissertação submetida ao Progra-  
ma de Pós-graduação em Engenha-  
ria Mecânica da Universidade Fe-  
deral de Santa Catarina para a ob-  
tenção do Grau de Mestre em En-  
genharia Mecânica  
Orientador: Prof. Victor Juliano De  
Negri, Dr. Eng.

Florianópolis, 2015.

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

Nostrani, Marcos Paulo

Estudo Teórico Experimental de um Posicionador  
Utilizando Hidráulica Digital de Chaveamento Rápido:  
Estudo de Caso em Bancada de Ensaios para Turbinas Eólicas  
/ Marcos Paulo Nostrani ; orientador, Victor Juliano De  
Negri - Florianópolis, SC, 2015.  
169 p.

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

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Hidráulica digital. 3.  
Projeto de sistemas hidráulicos. 4. Posicionadores  
hidráulicos. 5. Ângulo de passo. I. De Negri, Victor  
Juliano. II. Universidade Federal de Santa Catarina.  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

Marcos Paulo Nostrani

**ESTUDO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE UM POSICIONADOR UTILIZANDO HIDRÁULICA DIGITAL DE CHAVEAMENTO RÁPIDO: ESTUDO DE CASO EM BANCADA DE ENSAIOS PARA TURBINAS EÓLICAS**

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

Florianópolis, 16 de outubro de 2015.

---

Prof. Armando Albertazzi Gonçalves Júnior, Dr. Eng.  
Coordenador do Curso

**Banca Examinadora:**

---

Prof. Victor Juliano De Negri, Dr. Eng. - Orientador  
EMC / Universidade Federal de Santa Catarina

---

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

---

Prof. Acires Dias, Dr. Eng.  
EMC / Universidade Federal de Santa Catarina

---

Prof. Eduardo Yuji Sakurada, Dr. Eng.  
Instituto Federal de Santa Catarina



Este trabalho é dedicado a todos aqueles que estiveram envolvidos na sua realização: amigos, familiares e, principalmente, aos meus queridos pais, meu irmão e minha namorada.



## AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer primeiramente aos meus pais, por tudo que eles proporcionaram durante toda a minha vida, por me darem todo o apoio durante a realização deste trabalho sempre me incentivando a nunca desistir, por eu ter me tornado a pessoa na qual sou hoje.

A minha namorada Débora, por todo apoio e companheirismo estando sempre ao meu lado, incentivando-me a fazer o meu melhor e nunca desistir.

Ao professor Victor Juliano de Negri, por toda dedicação e envolvimento em sua orientação no desenvolvimento desta dissertação, sempre colaborando com dicas e sugestões. Também por ter me recebido para trabalhar junto aos membros do LASHIP.

Ao meu amigo Luiz Alberto Galaz Mamani (*in memoriam*), por toda a sua ajuda durante a minha formação acadêmica e no desenvolvimento deste mestrado, pois sem ele eu não seria o engenheiro que sou hoje.

Ao meu amigo Alessio Galloni por toda a sua amizade, esforço, dedicação e comprometimento durante toda a sua participação no desenvolvimento deste trabalho, pois sem sua perseverança o mesmo não seria possível.

Aos meus amigos do LASHIP, Paulo, Rafael, Rafael Bravo, Job, Rodrigo, Henrique, Lidiane, Cristiano, Facundo, Luciano, Flesch, Mathews, Pablo e tantos outros por todo apoio e amizade ao longo deste trabalho.

Aos meus amigos da Reivax, Desyel, Fabio e Pedro, também por toda a amizade e ajuda prestada durante os ensaios.

Ao CNPq pelo apoio financeiro.

Ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina.



## RESUMO

Os sistemas hidráulicos vêm evoluindo tecnologicamente em função da integração com dispositivos eletro-eletrônicos e melhoria nos processos de fabricação. Porém, ainda são controlados normalmente pela abertura e fechamento de orifícios de passagem de fluido tornando-os extremamente dissipativos e, portanto, com baixa eficiência. Com a crescente conscientização na obtenção de sistemas que tenham um gasto energético otimizado, a hidráulica digital surge como uma alternativa mais eficiente aos sistemas hidráulicos convencionais. Motivado pela obtenção de novas concepções de posicionadores hidráulicos, o presente trabalho estuda a aplicação de um sistema hidráulico digital de chaveamento rápido do tipo *step-down* em um sistema de controle de posição aplicado a uma bancada de ensaios para turbinas eólicas. A partir do modelo em regime permanente apresentado neste trabalho, foi possível a realização do dimensionamento do sistema, tubo de inertância e frequência de chaveamento da válvula. Os dados obtidos foram utilizados no modelo a em regime transiente de controle de posição com o intuito de verificar as características comportamentais do sistema. Para a validação do modelo em regime transiente, experimentos foram realizados na Bancada de Controle de Ângulo de Passo existente no Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos da Universidade Federal de Santa Catarina. Com as conclusões deste trabalho, têm-se os principais elementos para a correta seleção das dimensões do tubo de inertância e frequência de chaveamento da válvula juntamente com as principais vantagens e desvantagens na utilização de um sistema de posicionamento hidráulico digital em comparação aos sistemas hidráulicos convencionais.

### **Palavras-chave:**

Hidráulica digital, hidráulica chaveada, controle de ângulo de passo, posicionadores hidráulicos, projeto de sistemas hidráulicos.



# **THEORETICAL AND EXPERIMENTAL STUDY OF POSITIONING SYSTEM USING DIGITAL FAST SWITCHING HYDRAULIC: CASE STUDY ON TEST BENCH FOR WIND TURBINES**

## **ABSTRACT**

In recent years there has been a considerable development in hydraulic systems technology. The technological improvement has been a function of the integration of electronic devices and improvement of the manufacturing processes. However, the hydraulic systems are still normally controlled by the opening and closing the fluid passages making them extremely dissipative and, therefore, with low efficiency. With the increasing awareness to obtain systems which have optimized energy consumption, the digital hydraulics emerges as a more efficient alternative to conventional hydraulic systems. Aiming to achieve new designs of hydraulic positioning systems, this master's thesis studies the application of a digital hydraulic system in position control applied in a test bench for wind turbines. From the steady state model presented in this master's thesis, the optimization of the inertance tube and valve switching frequency was possible. The data obtained were used in the transient model of the pitch angle control system in order to check the behavioral characteristics of the system. To validate the dynamic model, experiments were carried out in the Pitch Angle Control Bench that is located in the Laboratory of Pneumatic and Hydraulic Systems of the Federal University of Santa Catarina. The results of this study address the key elements for the correct selection of the inertance tube dimensions and valve switching frequency and also the main advantages and disadvantages of using a digital hydraulic system compared to a conventional hydraulic system.

### **Key-words:**

Digital hydraulics, switching hydraulics, pitch angle control, hydraulic positioning systems, hydraulic system design.



## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Representação de uma DFCU.....	33
Figura 2.2 - Sistema com válvulas conectadas diretamente no atuador.	34
Figura 2.3 - Sistema digital aplicado em cilindros multicâmaras.....	34
Figura 2.4 - Faixa de valores de forças discretas.....	35
Figura 2.5 - Classificação dos sistemas hidráulicos chaveados: a) Válvulas; b) Bombas; c) Cilindros. ....	36
Figura 2.6 - Circuito de um sistema step-up: a) Hidráulico; b) Elétrico; c) Sinal. ....	37
Figura 2.7 - Eficiência e pressão de carga para um sistema hidráulico step-up.....	38
Figura 2.8 - Circuito de um sistema step-down: a) Hidráulico, b) Elétrico. ....	38
Figura 2.9 - Robô hidráulico de quatro pernas.....	39
Figura 2.10 - Energia consumida pelo robô hidráulico. ....	39
Figura 2.11 - Tipo de conversores hidráulicos digitais. ....	40
Figura 2.12 - Definição do ângulo de passo.....	41
Figura 3.1 - Diagrama do sistema hidráulico digital do tipo <i>step-down</i> . ....	45
Figura 3.2 - Circuito equivalente elétrico sistema <i>step-down</i> . ....	46
Figura 3.3 - Representação do chaveamento da válvula em relação ao ciclo de trabalho. ....	47
Figura 3.4 - Circuito hidráulico fundamental.....	47
Figura 3.5 - Diagrama elétrico fundamental.....	48
Figura 3.6 - Resposta da vazão do tubo de inércia: a)Resposta geral; b) Resposta para um ciclo de trabalho $\kappa$ de 0,5.....	51
Figura 3.7 - Pressão de carga para o modelo a parâmetros concentrados em regime permanente. ....	54
Figura 3.8 - Alta vazão de suprimento para o modelo a parâmetros concentrados em regime permanente. ....	55
Figura 3.9 - Baixa vazão de suprimento para o modelo a parâmetros concentrados em regime permanente. ....	55
Figura 3.10 - Eficiência do sistema <i>step-down</i> para o modelo a parâmetros concentrados em regime permanente.....	56
Figura 3.11 - Indutância do tubo. ....	58
Figura 3.12 - Resistência do tubo.....	59
Figura 3.13 - Eficiência do sistema em relação ao diâmetro interno e comprimento do tubo. ....	60
Figura 3.14 - Eficiência para diferentes diâmetros.....	61

Figura 3.15 - Comprimento ótimo para a máxima eficiência em função do diâmetro do tubo desconsiderando a resistência da válvula.....	61
Figura 3.16 - Efeito da resistência da válvula no comprimento ótimo do tubo. ....	62
Figura 3.17 - Ganho de eficiência com valores ótimos de diâmetro e comprimento do tubo. ....	63
Figura 3.18 - Eficiência versus ciclo de trabalho para diferentes frequências de chaveamento. ....	66
Figura 3.19 - Comportamento da função $\psi$ .....	66
Figura 3.20 - Eficiência para frequências de chaveamento de 8 a 150 Hz. ....	67
Figura 4.1 - Modelo esquemático da bancada.....	69
Figura 4.2 - Instalação de cilindros hidráulicos em turbinas eólicas para controle de posição. ....	70
Figura 4.3 - Desenho esquemático de um cilindro de dupla ação assimétrico. ....	70
Figura 4.4 - Sistema de posicionamento eletro-hidráulico de 3 vias.....	73
Figura 4.5 - Sistema de posicionamento hidráulico digital. ....	75
Figura 4.6 - Formas construtivas de acumuladores hidráulicos. ....	77
Figura 4.7 - Exemplo de instalação de direcionador de escoamento. ...	78
Figura 4.8 - Modelo esquemático das vazões de entrada e saída do acumulador.....	79
Figura 4.9 - Áreas de passagem de fluido no direcionador de escoamento.....	81
Figura 4.10 - Modelo em Simulink modificado para um gerador de sinal PWM.....	83
Figura 4.11 - Diagrama de blocos do sistema em malha aberta.....	83
Figura 4.12 - Circuito hidráulico do sistema em malha aberta. ....	84
Figura 5.1 - Bancada de controle de ângulo de passo em turbinas eólicas. ....	85
Figura 5.2 - Circuito hidráulico original da bancada. ....	86
Figura 5.3 - Diagrama de corpo livre: a) Cilindro de controle de posição; b) Cilindro de controle de força. ....	88
Figura 5.4 - Trajetória das pressões no cilindro de força. ....	89
Figura 5.5 - Curva tensão-pressão para as válvulas redutoras de pressão. ....	89
Figura 5.6 - Malha de controle do sistema emulador de força. ....	91
Figura 5.7 - Resposta da válvula para um sinal PWM. ....	93
Figura 5.8 - Projeto do bloco <i>manifold</i> . ....	94
Figura 5.9 - Vista da instalação do bloco na <i>manifold</i> bancada. ....	95
Figura 5.10 - Circuito hidráulico do sistema convencional da bancada.....	95

Figura 5.11 - Circuito hidráulico do sistema digital da bancada. ....	97
Figura 5.12 - Tubo de inércia. ....	98
Figura 5.13 - Instalação do acumulador hidráulico e do direcionador de escoamento. ....	98
Figura 5.14 - Referência de posição do Encoder. ....	101
Figura 5.15 - Vista geral do sistema de aquisição de dados. ....	103
Figura 5.16 - Circuito elétrico painel de conexões 1. ....	104
Figura 5.17 - Circuito elétrico painel de conexões 2. ....	105
Figura 5.18 - Circuito elétrico painéis de conexões 3 e 4. ....	105
Figura 5.19 - Bancada de controle de ângulo de passo com o sistema digital instalado. ....	106
Figura 6.1 - Perda de carga na válvula. ....	107
Figura 6.2 - Perda de carga no tubo. ....	108
Figura 6.3 - Modelo a parâmetros concentrados em regime transiente em malha aberta para $\kappa=0,5$ ; $q_{VL}=12$ L/min; $f_{sw}=8$ Hz: a) Pressão de carga; b) Zoom da pressão da carga. ....	109
Figura 6.4 - Resultados para frequência de chaveamento de 8 Hz: a) $p_L$ ; b) $q_{VHS}$ ; c) $q_{VLS}$ ; d) $\eta$ . ....	110
Figura 6.5 - Modelo a parâmetros concentrados em regime transiente em malha aberta para $\kappa=0,5$ ; $q_{VL}=12$ L/min; $f_{sw}=16$ Hz: a) Pressão de carga; b) Zoom da pressão de carga. ....	111
Figura 6.6 - Resultados para frequência de chaveamento de 16 Hz: a) $p_L$ ; b) $q_{VHS}$ ; c) $q_{VLS}$ ; d) $\eta$ . ....	112
Figura 6.7 - Modelo a parâmetros concentrados em regime transiente em malha aberta para $\kappa=0,5$ ; $q_{VL}=12$ L/min; $f_{sw}=32$ Hz: a) Pressão de carga; b) Zoom da pressão de carga. ....	113
Figura 6.8 - Resultados para frequência de chaveamento de 32 Hz a) $p_L$ ; b) $q_{VHS}$ ; c) $q_{VLS}$ e d) $\eta$ . ....	114
Figura 6.9 – Resultados experimentais para $\kappa=0,5$ ; $q_{VL}=12$ L/min; $f_{sw}=32$ Hz. ....	115
Figura 6.10 – Pressão de carga experimental para a frequência de chaveamento de 32 Hz. ....	116
Figura 6.11 - Função para o cálculo do ciclo de trabalho. ....	118
Figura 6.12 - Sentido de aplicação das forças no sistema. ....	119
Figura 6.13 - Força medida para o ensaio com 10000 N positiva, aplicada ao cilindro de controle de posição. a) Pressões nas câmaras do cilindro de força; b) Força. ....	120
Figura 6.14 - Resposta do ensaio para controle de posição com força de 10000 N positiva $k_p=1$ , $k_i=0,1$ : a) Posição; b) Erro de posição; c) Sinal de controle; d) Pressão na câmara A do cilindro de posição. ....	121

Figura 6.15 - Resposta do ensaio para controle de posição com força de 10000 N positiva $k_p=1$ , $k_i=0,1$ : a) Alta vazão de suprimento; b) Baixa vazão de suprimento; c) Vazão de carga.....	122
Figura 6.16- Força medida para o ensaio com 10000 N negativa aplicada ao cilindro de controle de posição: a) Pressões nas câmaras do cilindro de força; b) Força.....	123
Figura 6.17 - Resposta do ensaio para controle de posição com força de 10000 N negativa $k_p=1$ , $k_i=0,1$ : a) Posição; b) Erro de posição; c) Sinal de controle; d) Pressão na câmara A do cilindro de posição.....	124
Figura 6.18 - Resposta do ensaio para controle de posição com força de 10000 N negativa $k_p=1$ , $k_i=0,1$ . a) Alta vazão de suprimento; b) Baixa vazão de suprimento; c) Vazão de carga.....	125
Figura 6.19 - Força medida para o ensaio com 10000 N positiva aplicada ao cilindro de controle de posição para o sistema digital: a) Pressões nas câmaras do cilindro de força; b) Força.....	126
Figura 6.20 - Resposta do ensaio para controle de posição com força de 10000 N positiva para o sistema digital $k_p=0,7$ , $k_i=0,1$ . a) Posição; b) Erro de posição; c) Sinal de controle; d) Sinal de controle em zoom.	127
Figura 6.21 - Resposta do ensaio para controle de posição com força de 10000 N positiva para o sistema digital $k_p=0,7$ , $k_i=0,1$ . a) Pressão de carga; b) Pressão a jusante do tubo; c) Ciclo de trabalho.....	128
Figura 6.22 - Força medida para o ensaio com 10000 N negativa aplicada ao cilindro de controle de posição para o sistema digital. a) Pressões nas câmaras do cilindro de força; b) Força.....	129
Figura 6.23 - Resposta do ensaio para controle de posição com força de 10000 N negativa para o sistema digital $k_p=0,7$ , $k_i=0,1$ : a) Posição; b) Erro de posição; c) Sinal de controle; d) Sinal de controle em zoom.	130
Figura 6.24 - Resposta do ensaio para controle de posição com força de 10000 N negativa para o sistema digital $k_p=0,7$ , $k_i=0,1$ : a) Pressão de carga; b) Pressão a jusante do tubo; c) Ciclo de trabalho.....	131
Figura 6.25 - Sistema de controle de velocidade digital. ....	132
Figura 6.26 - Sistema de controle de velocidade convencional. ....	132
Figura 6.27 - Perda de energia dos componentes hidráulicos do sistema de controle de velocidade: a) Convencional; b) Digital.....	136
Figura 6.28 - Perda de energia dos componentes hidráulicos do sistema de controle de posição: a) Convencional; b) Digital.....	138
Figura C.1 - Equação da continuidade do cilindro de posição. ....	159
Figura C.2 - Equação do movimento do cilindro de posição. ....	159
Figura C.3 - Força de atrito.....	160
Figura C.4 - Modelo completo do cilindro.....	160
Figura C.5 - Modelo do acumulador hidráulico.....	161

Figura C.6 - PWM.....	161
Figura C.7 - Modelo da válvula.....	162
Figura C.8 - Modelo a parâmetros concentrados em regime transiente. .....	162
Figura A.1 - Trajetória do modelo de atrito. ....	163
Figura B.1- Modelo do tubo.....	167
Figura B.2 - Diagrama de blocos do modelo TLM. ....	168



## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Classificação das turbinas eólicas. ....	42
Tabela 3.1 - Dados para simulação do modelo.....	54
Tabela 3.2- Parâmetros para cálculo da eficiência do sistema. ....	59
Tabela 3.3 - Valores ótimos de diâmetro e comprimento do tubo. ....	62
Tabela 3.4 - Comparação entre resultados entre os novos e velhos valores de comprimento e diâmetro do tubo. ....	64
Tabela 3.5 - Parâmetros sobre a influência do período de chaveamento. ....	65
Tabela 3.6 - Período de chaveamento. ....	65
Tabela 5.1 - Componentes da bancada antes da instalação do sistema digital.....	87
Tabela 5.2 - Tensão-pressão para as câmaras A e B para pressão de suprimento de 120 bar.....	90
Tabela 5.3 - Tempos de respostas para diferentes frequências.....	92
Tabela 5.4 - Componentes da bancada sistema convencional.....	96
Tabela 5.5 - Equações dos transmissores de pressão do cilindro de força. ....	99
Tabela 5.6 - Equações dos transmissores de pressão do cilindro de posição.....	100
Tabela 5.7 – Equações dos transmissores de vazão. ....	101
Tabela 6.1 - Resistências do tubo e da válvula experimentais. ....	108
Tabela 6.2 - Parâmetros do sistema em malha aberta e a parâmetros concentrados.....	109
Tabela 6.3 - Altas e baixas pressões de suprimento médias experimentais. ....	116
Tabela 6.4 - Ganhos do sistema de controle de força.....	118
Tabela 6.5 - Valores para o ensaio de força de 10000 N positiva convencional. ....	121
Tabela 6.6- Valores para o ensaio de força de 10000 N negativa convencional. ....	124
Tabela 6.7 -Valores para o ensaio de força de 10000 N positiva digital. ....	127
Tabela 6.8 - Valores para o ensaio de força de 10000 N negativa digital. ....	130
Tabela 6.9 - Eficiências e energias para o controle de velocidade com o sistema digital.....	135

Tabela 6.10 - Eficiências e energias para o controle de velocidade com o convencional. ....	136
Tabela 6.11 - Eficiências para o controle de posição digital.....	137
Tabela 6.12 - Eficiências para o controle de posição convencional....	137
Tabela A.1 - Equações do coeficiente de atrito variável.....	164
Tabela A.2 - Parâmetros para o modelo de atrito.....	165

## SIMBOLOGIA

### LISTA DE SIGLAS

LASHIP	Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos
PWM	<i>Pulse Width Modulation</i>
TLM	<i>Transmission Line Method</i>
UFSC	Universidade Federal de Santa Catarina

### ALFABETO GREGO

$\alpha$	Ângulo de ataque	[°]
$\beta$	Ângulo de passo	[°]
$\beta_e$	Módulo de compressibilidade efetivo	[Pa]
$\gamma$	Razão de calores específicos	[1]
$\kappa$	Ciclo de Trabalho	[1]
$\nu$	Viscosidade cinemática	[m <sup>2</sup> /s]
$\Phi$	Ângulo total	[°]
$\eta$	Eficiência	[1]
$\eta_H$	Eficiência hidráulica	[1]
$\eta_G$	Eficiência global	[1]
$\rho$	Massa específica do fluido	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\tau$	Constante de tempo	[s]
$\psi$	Função auxiliar	[1]
$\omega_n$	Frequência natural	[rad/s]

### ALFABETO LATINO

$A_{A,B}$	Áreas A e B do cilindro de posição	[m <sup>2</sup> ]
$A_{DC}$	Coefficiente de descarga	[m <sup>2</sup> ]

$C_L$	Capacitância da carga	$[m^3/Pa]$
$C_t$	Capacitância do tubo	$[m^3/Pa]$
$c_d$	Coefficiente de descarga	[1]
$d_t$	Diâmetro do tubo	[m]
$E_{AC}$	Perda de energia no acumulador	[J]
$E_T$	Perda de energia no tubo de inércia	[J]
$E_V$	Perda de energia na válvula	[J]
$E_C$	Energia consumida	[J]
$E_S$	Energia suprida	[J]
$E_A$	Energia da câmara A	[J]
$E_B$	Energia da câmara B	[J]
$E_{MT}$	Energia a montante do tubo	[J]
$E_{JT}$	Energia a jusante do tubo	[J]
$E_{HP}$	Energia de pressão de suprimento alta	[J]
$E_{LP}$	Energia de pressão de suprimento baixa	[J]
$E_{Fc}$	Energia da força de carga	[J]
$i_I$	Corrente interna	[A]
$F_{at}$	Força de atrito	[N]
$F_V$	Força do vento	[N]
$F_C$	Força de controle	[N]
$f_1$	Função auxiliar	$[m^4kg^2/s^6]$
$f_2$	Função auxiliar	$[m^8kg^4/s^{12}]$
$f_3$	Função auxiliar	$[m^7kg^2/s^6]$
$f_{sw}$	Frequência de chaveamento	[Hz]
$K_{vA}$	Coefficiente de vazão da via A	$[m^3/s. Pa^{1/2}]$
$K_{vin}$	Coefficiente de vazamento interno	$[m^3/s. Pa^{1/2}]$
$l_t$	Comprimento do tubo	[m]
$L_t$	Inércia do tubo	$[kg/m^4]$

$L$	Inertância	[kg/m <sup>4</sup> ]
$M_e$	Massa equivalente	[kg]
$p_A^{CP}$	Pressão na câmara A do cilindro de posição	[Pa]
$p_{A,B}^{CF}$	Pressões nas câmaras A e B do cilindro de força	[Pa]
$p_o$	Pressão inicial do gás no acumulador	[Pa]
$p_g$	Pressão do gás no acumulador	[Pa]
$p_{fac}$	Pressão do fluido no acumulador	[Pa]
$p_{Ain}$	Pressão interna	[Pa]
$p_{JT}$	Pressão a jusante do tubo	[Pa]
$p_{MT}$	Pressão a montante do tubo	[Pa]
$p_L$	Pressão de carga	[Pa]
$P_H$	Potência hidráulica	[W]
$p_{HS}$	Alta pressão de suprimento	[Pa]
$p_{LS}$	Baixa pressão de suprimento	[Pa]
$q_B$	Vazão da câmara B do cilindro de posição	[m <sup>3</sup> /s]
$q_{vac}$	Vazão que entra no acumulador	[m <sup>3</sup> /s]
$q_{VL}$	Vazão de carga	[m <sup>3</sup> /s]
$q_{VLS}$	Baixa vazão de suprimento	[m <sup>3</sup> /s]
$q_{VHS}$	Alta vazão de suprimento	[m <sup>3</sup> /s]
$q_{VI}$	Vazão interna	[m <sup>3</sup> /s]
$q_{VML}$	Vazão de carga principal	[m <sup>3</sup> /s]
$R$	Resistência elétrica	[Ω]
$R_{eq}$	Resistência equivalente	[Pa.s/m <sup>3</sup> ]
$R_E^A$	Razão de energias do acumulador	[1]
$R_E^C$	Razão de energias do cilindro de posição	[1]
$R_E^T$	Razão de energias do tubo	[1]
$R_E^V$	Razão de energias da válvula	[1]

$R_t$	Resistência do tubo	[Pa. s/m <sup>3</sup> ]
$R_v$	Resistência da válvula	[Pa. s/m <sup>3</sup> ]
$SS$	Sobressinal	[°]
$t$	Tempo	[s]
$t_r$	Tempo de subida	[s]
$t_s$	Tempo de acomodação	[s]
$T_{sw}$	Período de chaveamento	[s]
$T$	Período	[s]
$U_c$	Sinal de controle	[V]
$U^{V1}$	Tensão da válvula	[V]
$U_n$	Tensão nominal da válvula	[V]
$v_{max}$	Velocidade máxima	[m/s]
$V_A$	Volume na câmara A do cilindro	[m <sup>3</sup> ]
$V_{Ao}$	Volume inicial na câmara A do cilindro	[m <sup>3</sup> ]
$V_0$	Volume inicial do gás do acumulador	[m <sup>3</sup> ]
$V_{fac}$	Volume de fluido do acumulador	[m <sup>3</sup> ]
$V_g$	Volume de gás do acumulador	[m <sup>3</sup> ]
$V_{HS}$	Alta tensão de suprimento	[V]
$V_{LS}$	Baixa tensão de suprimento	[V]
$V_L$	Tensão de carga	[V]
$V_R$	Tensão no resistor	[V]
$x_{RP}$	Deslocamento em regime permanente	[m]

## SUMÁRIO

<b>1.</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>27</b>
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO .....	27
1.2	OBJETIVOS.....	28
<b>1.2.1</b>	<b>Objetivo principal.....</b>	<b>28</b>
<b>1.2.2</b>	<b>Objetivos específicos.....</b>	<b>28</b>
1.3	JUSTIFICATIVAS E CONTRIBUIÇÕES .....	29
1.4	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO .....	29
<b>2.</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>31</b>
2.1	HIDRÁULICA DIGITAL .....	31
<b>2.1.1</b>	<b>Introdução.....</b>	<b>31</b>
<b>2.1.2</b>	<b>Hidráulica digital paralela.....</b>	<b>32</b>
<b>2.1.3</b>	<b>Hidráulica digital de chaveamento rápido .....</b>	<b>35</b>
2.2	SISTEMAS DE REGULAÇÃO DE ÂNGULO DE PASSO EM TURBINAS EÓLICAS .....	40
<b>2.2.1</b>	<b>Requisitos de sistemas de controle em turbinas eólicas .....</b>	<b>42</b>
<b>3.</b>	<b>MODELO PARA O SISTEMA DIGITAL <i>STEP-DOWN</i> ..</b>	<b>45</b>
3.1	MODELO DO SISTEMA <i>STEP-DOWN</i> A PARÂMETROS CONCENTRADOS EM REGIME PERMANENTE .....	47
3.2	RESULTADOS NUMÉRICOS DO MODELO A PARÂMETROS CONCENTRADOS EM REGIME PERMANENTE .....	53
3.3	ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DOS PARÂMETROS GEOMÉTRICOS E PERÍODO DE CHAVEAMENTO.....	57
<b>3.3.1</b>	<b>Introdução.....</b>	<b>57</b>
<b>3.3.2</b>	<b>Diâmetro e comprimento .....</b>	<b>57</b>
<b>3.3.3</b>	<b>Período de chaveamento .....</b>	<b>64</b>
3.4	CONSIDERAÇÕES FINAIS DO CAPITULO 3.....	68
<b>4.</b>	<b>MODELAGEM DO SISTEMA DE POSICIONAMENTO HIDRÁULICO EMPREGADO NA BANCADA DE CONTROLE DE ÂNGULO DE PASSO .....</b>	<b>69</b>
4.1	INTRODUÇÃO.....	69
4.2	MODELAGEM DO CILINDRO HIDRÁULICO .....	69
<b>4.2.1</b>	<b>Equação da continuidade aplicada às câmaras do cilindro .....</b>	<b>70</b>
<b>4.2.2</b>	<b>Equação do movimento.....</b>	<b>71</b>
4.3	MODELO DA VÁLVULA.....	72
<b>4.3.1</b>	<b>Modelo da válvula para o sistema convencional.....</b>	<b>72</b>
<b>4.3.2</b>	<b>Modelo da válvula para o sistema digital .....</b>	<b>74</b>
4.4	MODELO DO TUBO DE INERTÂNCIA.....	76
4.5	MODELO DO ACUMULADOR HIDRÁULICO.....	77

<b>4.5.1</b>	<b>Modelagem do acumulador hidráulico utilizando o direcionador de escoamento.....</b>	<b>78</b>
<b>4.5.2</b>	<b>Sinal PWM.....</b>	<b>82</b>
4.6	MODELO DO SISTEMA EM MALHA ABERTA .....	83
<b>5.</b>	<b>BANCADA EXPERIMENTAL .....</b>	<b>85</b>
5.1	INTRODUÇÃO .....	85
5.2	SISTEMA DE CONTROLE DE FORÇA .....	87
5.3	SISTEMA DE CONTROLE DE POSIÇÃO.....	91
<b>5.3.1</b>	<b>Circuito hidráulico da bancada. ....</b>	<b>93</b>
<b>5.3.2</b>	<b>Transmissores de pressão.....</b>	<b>99</b>
<b>5.3.3</b>	<b>Transmissores de vazão.....</b>	<b>100</b>
<b>5.3.4</b>	<b>Encoder Incremental .....</b>	<b>101</b>
5.4	SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS. ....	102
<b>6.</b>	<b>AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL.....</b>	<b>107</b>
6.1	AVALIAÇÃO DO SISTEMA EM MALHA ABERTA.....	107
<b>6.1.1</b>	<b>Resultados para o modelo a parâmetros concentrados em regime transiente em malha aberta e modelo a parâmetros concentrados em regime permanente.....</b>	<b>108</b>
<b>6.1.2</b>	<b>Considerações finais.....</b>	<b>117</b>
6.2	AVALIAÇÃO DO SISTEMA EM MALHA FECHADA....	117
<b>6.2.1</b>	<b>Sistema de controle .....</b>	<b>117</b>
<b>6.2.2</b>	<b>Resultados para o sistema de controle de posição convencional .....</b>	<b>119</b>
<b>6.2.3</b>	<b>Resultados para o sistema de controle de posição digital .</b>	<b>125</b>
6.3	AVALIAÇÃO DA EFICIÊNCIA .....	132
<b>6.3.1</b>	<b>Avaliação da eficiência para o sistema de controle de velocidade. ....</b>	<b>132</b>
<b>6.3.2</b>	<b>Avaliação da eficiência para o sistema de controle de posição</b>	<b>137</b>
<b>7.</b>	<b>CONCLUSÕES.....</b>	<b>139</b>
7.1	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS .....	141
	<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>143</b>
	<b>APÊNDICE A- CÓDIGO DO MODELO A PARÂMETROS CONCENTRADOS EM REGIME PERMANENTE .....</b>	<b>151</b>
	<b>APÊNDICE B- PARÂMETROS DO MODELO A PARÂMETROS CONCENTRADOS EM REGIME TRANSIENTE PARA O SISTEMA DIGITAL E CONVENCIONAL .....</b>	<b>155</b>
	<b>APÊNDICE C – MODELO A PARÂMETROS CONCENTRADOS EM REGIME TRANSIENTE EM DIAGRAMA DE BLOCOS ..</b>	<b>159</b>
	<b>ANEXO A – MODELO DA FORÇA DE ATRITO .....</b>	<b>163</b>
	<b>ANEXO B – MODELO TLM .....</b>	<b>167</b>

## 1. INTRODUÇÃO

### 1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

Os sistemas hidráulicos são altamente empregados nos mais diversos setores, onde a atuação mecânica se faz necessária. Segundo Alleyne & Lui (2000), sua alta aplicabilidade deve-se a alta relação potência/peso, rápida resposta e alta rigidez, combinações essas que são imbatíveis por outras tecnologias. Achten (2010) destaca que atualmente não existem alternativas mecânicas ou elétricas aos cilindros hidráulicos no que diz respeito à robustez, densidade de força e controlabilidade.

No entanto, como é de conhecimento, os sistemas hidráulicos apresentam baixa eficiência. Achten (2010) menciona que a ineficiência dos sistemas hidráulicos pode-se tornar o calcanhar de Achilles da indústria hidráulica. A baixa eficiência decorre principalmente das perdas provenientes por vazamentos internos e perda de carga, esta última relacionada às características de controle resistivo de vazão e pressão.

Neste contexto, em sistemas hidráulicos digitais, o controle de vazão e pressão não é realizado por meio do estrangulamento do escoamento em orifícios de controle, e sim por meio da combinação de diferentes componentes hidráulicos em arranjos paralelos ou por meio de efeitos da aceleração e desaceleração do fluido hidráulico em sistemas de chaveamento rápido.

Em posicionadores eletro-hidráulicos, a hidráulica digital aparece como uma nova possibilidade para o desenvolvimento de sistemas que apresentem menor consumo de energia, mantendo, assim, o mesmo desempenho e robustez.

Porém, alguns desafios para a aplicação comercial da hidráulica digital devem ser superados, como o desenvolvimento de componentes hidráulicos com respostas mais rápidas e elevado tempo de vida útil, além de problemas relacionados à pulsação de pressão. Atualmente há um crescimento em pesquisas para o desenvolvimento de novos componentes (TU *et al.*, 2007; UUSITALO *et al.*, 2009; WINKLER *et al.*, 2010).

Para a otimização de sistemas de posicionamento eletro-hidráulicos digitais, o desenvolvimento de bancadas de testes que sejam capazes de emular e suportar as condições impostas a estes sistemas é

uma necessidade. Além de bancadas de testes, o desenvolvimento de modelos matemáticos, os quais têm como propósito prever o comportamento dos sistemas hidráulicos digitais, pode servir como ferramenta de auxílio aos projetistas no melhoramento de projetos de circuitos hidráulicos mais eficientes.

## 1.2 OBJETIVOS

### 1.2.1 Objetivo principal

Diante a característica de baixa eficiência de sistemas hidráulicos convencionais, o presente trabalho visa o desenvolvimento de um sistema de controle de posição utilizando hidráulica digital de chaveamento rápido do tipo *step-down*, assim como a determinação de diretrizes para o dimensionamento de sistemas de controle de velocidade ou posição.

### 1.2.2 Objetivos específicos

Com a finalidade de atingir o objetivo principal, com foco no estudo dos sistemas que utilizam hidráulica digital de chaveamento rápido, os seguintes objetivos específicos para esta dissertação foram definidos:

- A partir do modelo a parâmetros concentrados em regime permanente desenvolvido por De Negri (2010), obter diretrizes para o dimensionamento do sistema digital (tubo-válvula) para o sistema de controle de velocidade e de posição;
- Realizar a montagem de um circuito com hidráulica digital de chaveamento rápido em uma bancada de controle de ângulo de passo em turbinas eólicas;
- Validar experimentalmente o modelo a parâmetros concentrados em regime transiente realizado por Galloni (2015) e extrair resultados em regime permanente, com o intuito de comparar com os resultados obtidos pelo modelo a parâmetros concentrados em regime permanente;
- Realizar ensaios tanto com o sistema digital quanto com o sistema convencional com a finalidade de comparar as suas respostas dinâmicas e eficiências.

### 1.3 JUSTIFICATIVAS E CONTRIBUIÇÕES

As justificativas para a elaboração deste trabalho vêm da crescente conscientização da obtenção de sistemas mais eficientes. Portanto, o aumento da eficiência dos sistemas hidráulicos presentes nas mais diversas aplicações mecânicas é um desafio atual. Assim, os resultados obtidos nesta dissertação poderão ser utilizados tanto como embasamento para a obtenção de sistemas de posicionamento hidráulicos mais eficientes como também estabelecer diretrizes para novas formas de controle de posicionadores hidráulicos.

Outras contribuições com a realização deste trabalho serão alcançadas:

- Aumento do conhecimento de sistemas de posicionamento utilizando hidráulica digital de chaveamento rápido;
- Estabelecimento das vantagens e desvantagens do emprego de hidráulica digital em sistemas de posicionamento a partir dos resultados obtidos;
- O autor desconhece trabalhos em desenvolvimento no Brasil relacionados à hidráulica de chaveamento rápido do tipo *step-down*, sendo, portanto, provavelmente este o primeiro trabalho na área de modo que os resultados apresentados poderão contribuir como fonte de referência em português para trabalhos futuros.

### 1.4 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

A apresentação desta dissertação está organizada em sete capítulos que estão estruturados da seguinte forma:

No Capítulo 2 é feita uma revisão bibliográfica sobre sistemas hidráulicos digitais e também sobre os principais requisitos para posicionadores hidráulicos com um estudo de caso em sistemas de controle de ângulo de passo.

No Capítulo 3 é apresentada a modelagem do sistema digital de chaveamento rápido do tipo *step-down* a parâmetros concentrados em regime permanente segundo a modelagem de De Negri (2010), como também é apontada a avaliação de parâmetros que podem influenciar na eficiência do sistema.

No Capítulo 4 é feita a apresentação das equações matemáticas que regem o comportamento dos componentes hidráulicos baseadas nos trabalhos de Szpak (2008), Muraro (2009) e Galloni (2015).

No Capítulo 5 é feito o detalhamento da bancada de testes desenvolvida primeiramente nos trabalhos de Gonzalez (2012) e posteriormente modificada para o desenvolvimento deste trabalho.

No Capítulo 6 são mostrados os principais resultados obtidos durante os experimentos realizados na bancada tanto para um sistema hidráulico de controle de posição convencional, como para um sistema de controle de posição digital. Também são mostrados os resultados obtidos para um sistema digital controlador de pressão para o tubo de inércia calculado no Capítulo 3.

No Capítulo 7 são expostas as conclusões obtidas com o desenvolvimento deste trabalho e as recomendações para possíveis trabalhos futuros.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 HIDRÁULICA DIGITAL

#### 2.1.1 Introdução

Os sistemas hidráulicos são conhecidos pela sua baixa eficiência, normalmente inferior a 50% (DE NEGRI *et al.*, 2014), decorrente do controle de pressão e vazão por meio de componentes resistivos, limitando a vazão através do estrangulamento de orifícios de passagem de fluido. Apesar da baixa eficiência dos sistemas hidráulicos, sua utilização se justifica pela baixa relação peso/potência (LINJAMA & VILENIUS, 2005) onde é possível seu emprego em sistemas compactos leves e com elevada capacidade de carga. Esta é uma das razões de serem utilizados em diversos ramos da indústria, desde equipamentos odontológicos a trens de pouso e simuladores de voo (von LINSINGEN, 2013).

Atualmente existem pesquisas na área com o intuito de se obter soluções de sistemas mais eficientes. Por exemplo, Eggers *et al.* (2005) fazem um estudo em sistemas que utilizam bombas com deslocamento volumétrico variável em amortecimento de cabines de veículos *off-road*. O uso de bombas de deslocamento volumétrico variável permite, segundo Eggers *et al.* (2005):

- Maior eficiência energética por omissão de perdas por estrangulamento e a possibilidade de recuperação de energia;
- Simplificação do próprio sistema por utilização de um menor número de componentes;
- Alta dinâmica com controle mais fácil.

Outra concepção em estudo são sistemas que utilizam bombas de deslocamento fixo ou variável acopladas em motores elétricos, onde sua frequência rotacional é variável (WILLKOMM *et al.*, 2014).

Uma solução tecnológica que está ganhando espaço é a denominada hidráulica digital. Embora a definição da hidráulica digital ainda esteja em discussão entre a comunidade acadêmica (BELAN *et al.*, 2014), pode-se considerar neste momento a definição apresentada em Linjama (2011), onde a hidráulica digital consiste em sistemas que utilizam componentes com valores de saídas discretos controlados ativamente. Pesquisas nesta área se intensificaram desde o começo do século

XXI (SCHEIDL *et al.*, 2012). Atualmente existem duas grandes vertentes em estudo utilizando sistemas hidráulicos digitais. A primeira a ser citada é aquela que aplica sistemas que utilizam a tecnologia de conexões paralelas (*Parallel Connection Technology*), onde as válvulas são conectadas em arranjos paralelos; já a segunda é a que emprega válvulas de rápida comutação ou controle por chaveamento rápido (*High Speed Switching Control*) (LINJAMA & VILENIUS, 2008; LINJAMA, 2009; WANG; GU; CHEN, 2011; BELAN *et al.*, 2014).

As pesquisas em sistemas hidráulicos digitais vêm demonstrando a viabilidade do emprego destes como uma alternativa a sistemas hidráulicos convencionais possibilitando a obtenção de sistemas mais eficientes. Existem outras vantagens na utilização de hidráulica digital como as discutidas em Linjama (2011):

- Sistemas robustos com componentes simples e de alta confiabilidade;
- Bom desempenho devido ao uso de válvulas mais rápidas;
- Maior grau de flexibilidade e capacidade de programação;
- Programação tem grande influência no desempenho do sistema;
- Novas soluções podem ser alcançadas para as mais diversas aplicações.

No entanto, o mesmo autor destaca desafios a serem superados como:

- Elevado nível de ruído;
- Grande pulsação de pressão;
- Necessidade de técnicas de controle mais avançadas.

Belan *et al.* (2014) fazem um estudo dos principais sistemas que utilizam hidráulica digital e os classificam segundo a classificação proposta por von Linsingen & De Negri (2012). Nesta dissertação serão apresentados os sistemas hidráulicos digitais que utilizam conexões paralelas e os que aplicam válvulas de chaveamento rápido, ambos amplamente estudados atualmente.

### **2.1.2 Hidráulica digital paralela**

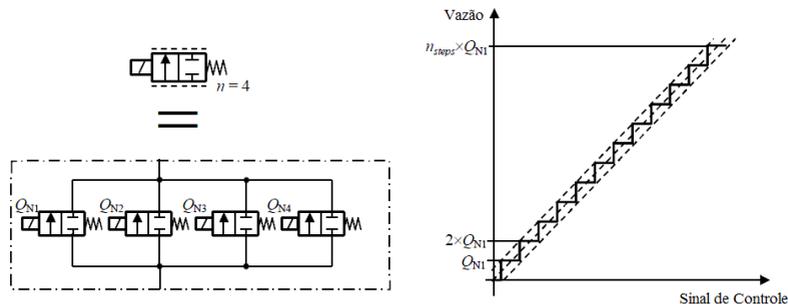
A hidráulica digital paralela consiste em sua essência na conexão de componentes hidráulicos em um arranjo paralelo onde a saída do

sistema é controlada pela seleção de diferentes grupos de componentes. Segundo Linjama & Vilenius (2008), os sistemas que utilizam conexões paralelas são considerados completamente digitais devido ao fato de sua saída possuir valores discretizados.

Linjama (2011) faz uma classificação para os sistemas paralelos nos quais são citados os sistemas que utilizam válvulas, bombas e atuadores em paralelo.

Para os sistemas que operam com válvulas conectadas paralelamente, a vazão de saída é controlada através das diferentes seleções das válvulas utilizadas. Linjama *et al.* (2003) mencionam que uma abordagem simples para a seleção de válvulas é a utilização de válvulas de mesmo tamanho onde o número de velocidades obtidas é igual ao número de válvulas aplicadas. Segundo este mesmo autor, este tipo de arranjo necessita de um elevado número de válvulas para a obtenção de uma boa controlabilidade. Devido ao elevado número de válvulas, Linjama *et al.* (2003) propõem uma representação simplificada com o objetivo de compactar os diagramas hidráulicos chamada de DFCU (*Digital Flow Control Unit*) como mostrado na Figura 2.1.

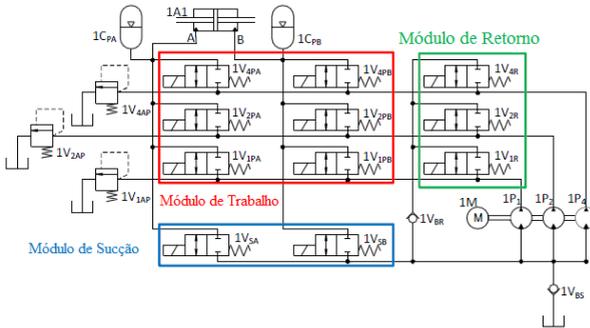
Figura 2.1 - Representação de uma DFCU.



Fonte: Adaptado de LINJAMA *et al.* (2003).

Além da utilização de válvulas de mesmo tamanho, outras configurações podem ser adotadas para a obtenção de saídas diferentes como potência de dois (1, 2, 4, 8...) e Fibonacci (1, 1, 2, 3, 5...) (LINJAMA, 2003; LINJAMA, 2011; BELAN *et al.*, 2014). Locateli *et al.* (2014.a) e Locateli *et al.* (2014.b) utilizam um sistema de válvulas em paralelo conectadas diretamente no atuador hidráulico a fim de fazer controle de velocidade como mostrado na Figura 2.2.

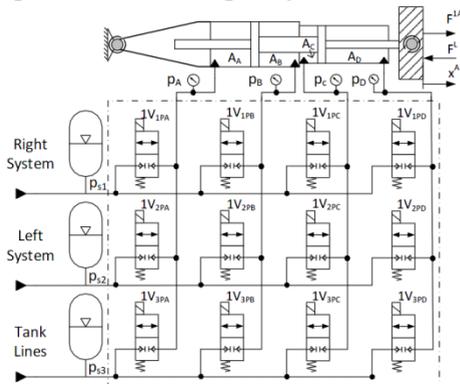
Figura 2.2 - Sistema com válvulas conectadas diretamente no atuador.



Fonte: Adaptado de LOCATELLI *et al.* (2014).

Belan *et al.* (2015) utilizam uma configuração semelhante a utilizada por Locatelli, no entanto a mesma é aplicada em um cilindro multicâmaras, onde cada câmara é ligada a três linhas de pressão com valores distintos que podem ser selecionadas a partir de válvulas *on/off*. Com esta configuração é possível obter 81 valores de forças discretas. A Figura 2.3 mostra o sistema estudado por Belan *et al.* (2015).

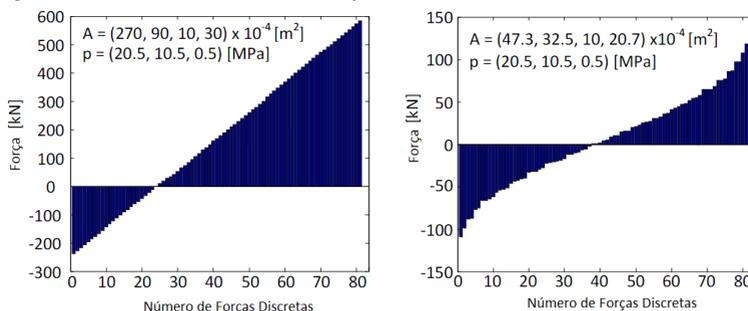
Figura 2.3 - Sistema digital aplicado em cilindros multicâmaras.



Fonte: BELAN *et al.* (2015).

Segundo Belan *et al.* (2015), o correto mapeamento entre os valores das áreas e pressões é crucial para uma correta distribuição de possíveis valores para as forças discretas. A Figura 2.4 mostra a faixa de forças discretas para dois cilindros com áreas diferentes.

Figura 2.4 - Faixa de valores de forças discretas.



Fonte: Adaptado de BELAN *et al.* (2015).

Segundo BELAN *et al.* (2015), as curvas de forças discretas mostradas na Figura 2.4 são importantes para se ter uma ideia das possibilidades ao se variar as áreas dos cilindros.

### 2.1.3 Hidráulica digital de chaveamento rápido

A hidráulica digital de chaveamento rápido (*Fast Switching Hydraulics*) vem também sendo estudada no âmbito da hidráulica digital visando a obtenção de sistemas mais eficientes. Segundo Linjama (2011), uma das primeiras aplicações de hidráulica de chaveamento rápido foi no desenvolvimento de freios ABS. Outros trabalhos como os de Brown (1987), Brown *et al.* (1988), Scheidl (1999) e Scheidl (2003) foram pioneiros no estudo de sistemas hidráulicos chaveados.

Os sistemas que utilizam hidráulica digital de chaveamento rápido normalmente são controlados por sinais do tipo PWM (*Pulse Width Modulation*), onde a variação da largura do pulso (ciclo de trabalho) determina sua saída.

Segundo Scheidl *et al.* (2013), as motivações para o uso da hidráulica digital de chaveamento rápido são:

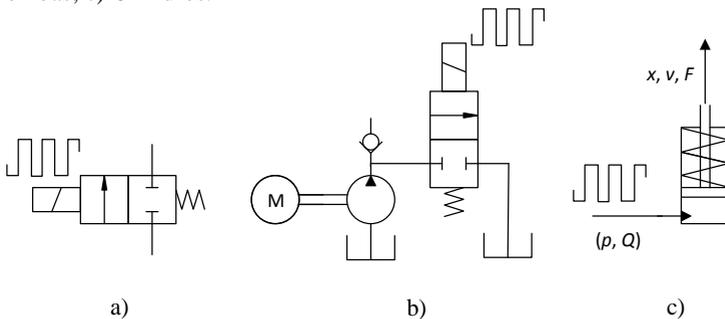
- Uso de componentes simples ao invés de servo válvulas ou válvulas proporcionais;
- Boa repetitividade, menos histerese, controle facilitado;
- Melhor eficiência energética;
- Geração de movimento rápido para cargas relativamente elevadas.

No entanto, os mesmos autores destacam os principais desafios a serem superados, os quais se destacam:

- Algoritmos de controle que possam não só prover movimentos, forças ou pressões requeridas, mas que também possam lidar com a pulsação;
- Melhor entendimento da pulsação de pressão e ruído acústico;
- Desenvolvimento de acumuladores mais compactos, rápidos e confiáveis e de válvulas de chaveamento rápido.

Linjama & Vilenius (2008) classificam os sistemas hidráulicos chaveados em sistemas que utilizam válvulas chaveadas, bombas chaveadas e cilindros chaveados. Para as bombas chaveadas, a vazão entregue pela bomba é chaveada por intermédio de uma válvula *on/off* ligada à saída da bomba. Para o caso de cilindros chaveados, o sinal que entra na câmara do cilindro é do tipo chaveado. A Figura 2.5 apresenta a classificação dada por esses autores.

Figura 2.5 - Classificação dos sistemas hidráulicos chaveados: a) Válvulas; b) Bombas; c) Cilindros.

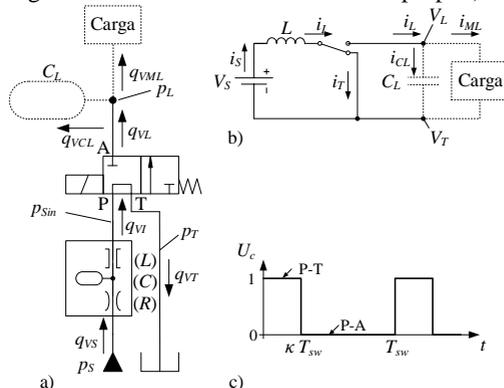


Fonte: Adaptado de LINJAMA & VALENIUS (2008).

Outra configuração de sistemas chaveados em desenvolvimento atualmente é a que emprega válvulas chaveadas com um elemento indutivo. Este elemento normalmente é um tubo de grande comprimento e pequeno diâmetro denominado tubo de inércia (*Inertance Tube*). Para estes sistemas, as variáveis pressão e vazão são controladas por meio da aceleração e desaceleração da massa de fluido contida no interior do tubo. Nestes sistemas, a configuração válvula-tubo determina suas características comportamentais, onde há a possibilidade do tubo ser instalado antes ou depois da válvula. Quando o tubo é instalado antes da

válvula, a configuração recebe a designação de *pressure booster* ou *step-up converter* (DE NEGRI *et al.*, 2014; PAN *et al.*, 2014; SCHEIDL *et al.*, 2013) sendo a pressão de saída do sistema igual ou maior que a pressão de suprimento. O circuito hidráulico e seu equivalente circuito elétrico de um sistema do tipo *step-up* são mostrados na Figura 2.6.

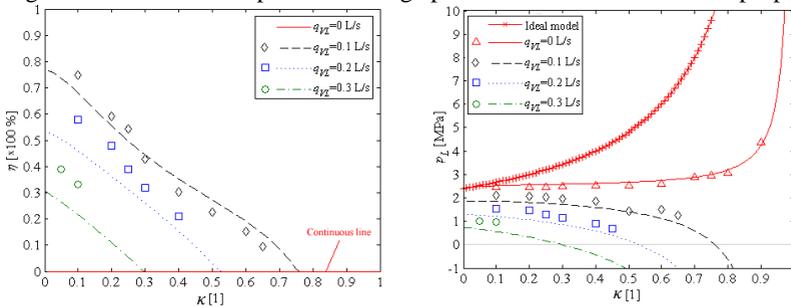
Figura 2.6 - Circuito de um sistema step-up: a) Hidráulico; b) Elétrico; c) Sinal.



Fonte: Adaptado de DE NEGRI *et al.* (2014).

Segundo a Figura 2.6 quando a válvula está ligada de P para T com a porta A bloqueada, o fluido é acelerado dentro do tubo. Ao chavar a válvula de P para A com T bloqueado, a inércia do fluido contido no interior do tubo o comprime e faz a pressão de carga ( $p_L$ ) aumentar. De Negri *et al.* (2014) fazem um estudo do circuito apresentado na Figura 2.6 onde os resultados de eficiência podem chegar próximo aos 80% como é mostrado na Figura 2.7.

Figura 2.7 - Eficiência e pressão de carga para um sistema hidráulico step-up.

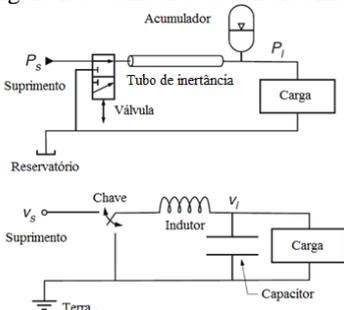


Fonte: Adaptado de DE NEGRI *et al.* (2014).

A Figura 2.7 mostra que para uma vazão igual a zero, a pressão de carga controlada é maior do que a de suprimento chegando a valores quase que idealmente tenderiam ao infinito. Porém, à medida que a vazão aumenta, a pressão de carga controlada é menor do que a de suprimento devido ao aumento da perda de carga.

Outra configuração em estudo são os sistemas digitais onde a válvula é instalada antes do tubo de inércia, conhecidos como *step-down converter* ou *flow booster* (SCHEIDL *et al.*, 2013; SELL *et al.*, 2013; DE NEGRI *et al.*, 2015). A Figura 2.8 mostra o circuito hidráulico e seu respectivo circuito elétrico de um sistema do tipo *step-down*.

Figura 2.8 - Circuito de um sistema step-down: a) Hidráulico, b) Elétrico.



Fonte: Adaptado de SELL *et al.* (2013).

Para esta configuração, a pressão de carga pode ser controlada do valor da baixa pressão de suprimento (ou reservatório) para o valor da alta pressão de suprimento. O detalhamento deste sistema será apresentado nos capítulos seguintes. Peng *et al.* (2013) aplicam um sistema

hidráulico digital do tipo *step-down* em um sistema de controle de posição em uma perna de um robô de quatro patas onde são usados três sistemas de controle distintos. A Figura 2.9 mostra o robô hidráulico.

Figura 2.9 - Robô hidráulico de quatro pernas.

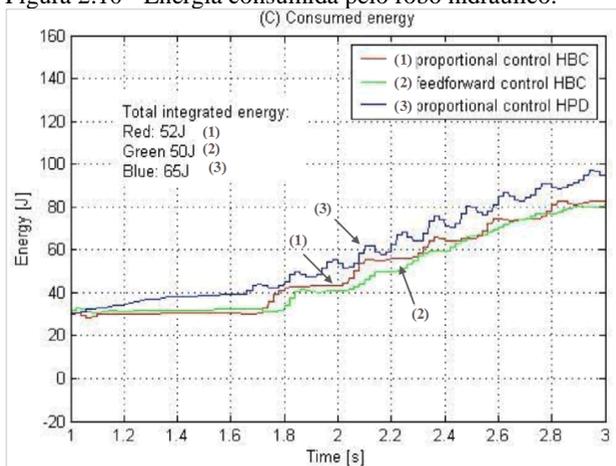


Perna traseira direita

Fonte: Adaptado de PENG *et al.* (2013).

A partir da instalação do sistema hidráulico digital (HBC-Hydraulic Buck Converter), os autores obtiveram resultados favoráveis em termos de energia consumida e precisão do controle de posição em comparação ao sistema com um controlador proporcional (HPD-Hydraulic Proportional Drive), como mostrado na Figura 2.10.

Figura 2.10 - Energia consumida pelo robô hidráulico.



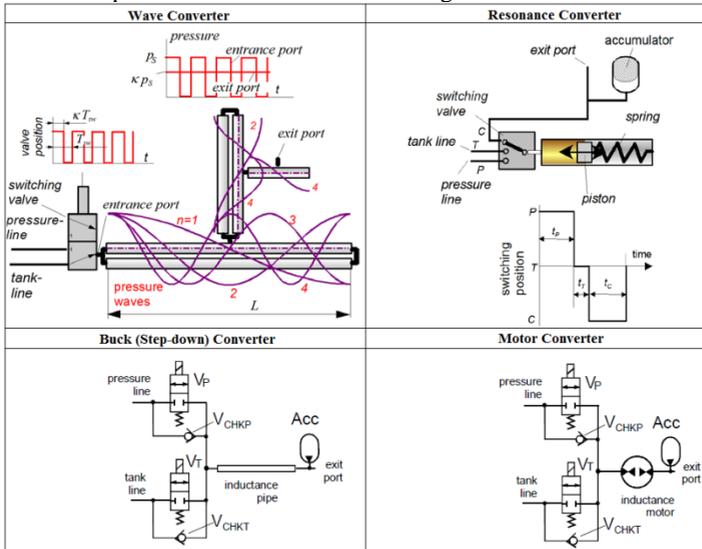
Fonte: Adaptado de PENG *et al.* (2013).

Os resultados obtidos por Peng *et al.* (2013) indicam a possibilidade da adoção da hidráulica digital de chaveamento rápido para a apli-

ção em sistemas de controle de posição. Porém, os ganhos energéticos não são expressivos e, portanto, uma análise adicional como a realizada nesta dissertação é conveniente.

Segundo Scheidl *et al.* (2013), existem outros tipos de conversores para os sistemas de chaveamento rápido, podendo citar os *resonance converter*, *motor converter* e *wave converter* como mostra a Figura 2.11.

Figura 2.11 - Tipo de conversores hidráulicos digitais.



Fonte: Adaptado de SCHEIDL *et al.* (2013).

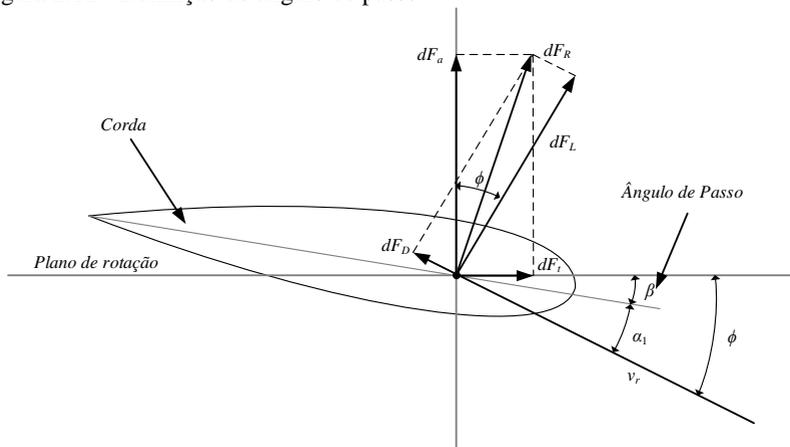
## 2.2 SISTEMAS DE REGULAÇÃO DE ÂNGULO DE PASSO EM TURBINAS EÓLICAS

O circuito hidráulico digital desenvolvido neste trabalho será implementado em uma bancada de controle de ângulo de passo existente no LASHIP. Portanto uma breve introdução sobre o controle de ângulo de passo se faz necessária.

Atualmente há interesse no estudo de sistemas de controle de ângulo de passo cada vez mais robustos, onde se pode citar os trabalhos de Chieng *et al.* (2010) e Gonzalez (2012). Uma das características destes estudos é a obtenção de sistemas de controle que sejam capazes de garantir que as turbinas eólicas operem sempre em sua faixa ótima de trabalho dependendo dos seus ventos incidentes.

O ângulo de passo ( $\beta$ ) pode ser definido como o ângulo entre a corda do perfil da pá da turbina e o plano de giro da mesma como reportado em Gonzalez (2012). A Figura 2.12 mostra a definição do ângulo de passo.

Figura 2.12 - Definição do ângulo de passo.



Fonte: Adaptado de GONZALEZ (2012).

Em um sistema ativo de controle de ângulo de passo, a velocidade de rotação da turbina é controlada por intermédio de um controlador, que interpreta a velocidade do vento que incide sobre a turbina. Assim, o controlador calcula o melhor ângulo de passo para que a turbina mantenha uma rotação constante. Segundo Gonzalez (2012), quando a velocidade do vento incidente na turbina ( $v_r$ ) aumenta, o ângulo total ( $\phi$ ) também aumenta, assim, o regulador de velocidade atua aumentando o ângulo de passo ( $\beta$ ). Com isso o ângulo de ataque ( $\alpha_1$ ) diminui e com esta ação, o controlador tenta manter a força tangencial ( $dF_t$ ) constante, esta última responsável pela geração do torque na turbina.

Em situações em que ocorre um aumento abrupto da velocidade dos ventos devido principalmente a tempestades, o sistema de controle de ângulo de passo pode atuar como um dispositivo de segurança, onde em uma situação extrema, o controlador posiciona as pás da turbina em um ângulo de passo cuja potência gerada seja próxima a zero (GONZALEZ, 2012).

### 2.2.1 Requisitos de sistemas de controle em turbinas eólicas

A fim de se obter os parâmetros para o dimensionamento do sistema, um breve estudo foi realizado. Para as turbinas eólicas, Santianes *et al.* (2008) as classificam segundo a sua potência nominal como mostrado na Tabela 2.1.

Tabela 2.1 - Classificação das turbinas eólicas.

Denominação	kW	Utilização
Muito Baixa	<1	Embarcações, sistemas de comunicação, iluminação, etc.
	1-10	Fazendas, casas isoladas, bombas de água, etc.
Baixa	10-100	Pequenas comunidades, tratamentos de água, etc.
Média	100-1000	Parques eólicos (terreno complexo)
Alta	1000-10000	Parques eólicos (terrenos lisos, <i>offshore</i> )
Muito Alta	>10000	Em fase de pesquisa e desenvolvimento, requer novos projetos e materiais não convencionais.

Fonte: Adaptado de SANTIANES *et al.* (2008).

Para Pao & Johnson (2009), em turbinas com potência na faixa de 5 MW, a velocidade que o sistema de ângulo de passo deve atingir é na faixa de 8°/s. Segundo Gonzalez (2012), o controle de ângulo de passo pode variar de 0° a 35°, podendo atingir 90° para frenagem aerodinâmica.

Segundo Furst & De Negri (2002), a vazão máxima necessária para um sistema de controle de posição atingir um determinado tempo de acomodação ( $t_s$ ) que depende dos requisitos de projeto pode ser calculada como:

$$q_{vmax} = v_{max} \cdot A_A, \quad (2.1)$$

onde:

$v_{max}$  → velocidade máxima [m/s];

$A_A$  → área A do cilindro de posição [m<sup>2</sup>].

A velocidade máxima para uma resposta de segunda ordem superamortecida pode ser calculada por:

$$v_{max} = 0,37 \cdot x_{RP} \cdot \omega_n, \quad (2.2)$$

onde:

$x_{RP}$  → deslocamento do atuador para regime permanente [m];

$\omega_n$  → frequência natural do sistema [rad/s].

A frequência natural para um sistema sem sobressinal é dada por:

$$\omega_n = \frac{6}{t_s}. \quad (2.3)$$

O atuador da bancada utilizada neste trabalho, que será totalmente detalhada no Capítulo 5, possui uma área de 0,0050 m<sup>2</sup>. Para cada grau de variação angular segundo Gonzalez (2012), o atuador tem um deslocamento de 5,2 mm. Portanto, para um ângulo de passo de 8°, o atuador tem um deslocamento de 41,6 mm. O tempo de acomodação do sistema foi estipulado em 2 s.

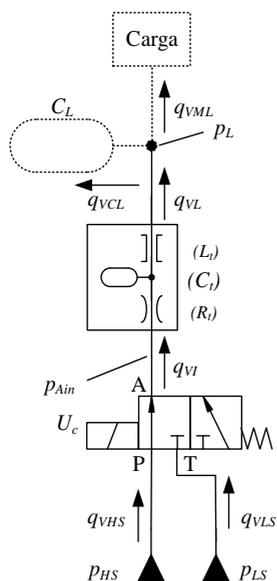
A partir dos dados citados no parágrafo anterior, a vazão requerida para o sistema é de aproximadamente  $2 \times 10^{-4}$  m<sup>3</sup>/s. Este valor de vazão foi tomado como parâmetro para o dimensionamento do tubo de inércia do sistema como será detalhado no Capítulo 3.



### 3. MODELO PARA O SISTEMA DIGITAL *STEP-DOWN*

Para a implementação da hidráulica digital na bancada de controle de ângulo de passo, o sistema escolhido foi o de rápido chaveamento do tipo *step-down*. Este sistema consiste em uma válvula *on/off* com baixo tempo de resposta trabalhando em alta frequência. O sistema também inclui um tubo de grande comprimento e pequeno diâmetro que deve ser posicionado posteriormente à válvula. Este tubo serve como elemento indutivo ao sistema onde a aceleração e desaceleração da massa de fluido no seu interior tem caráter importante em seu funcionamento. Além do tubo, um acumulador deve ser instalado na porta de trabalho do conversor com a finalidade de amenizar os picos de pressão provenientes do chaveamento da válvula entre a linha de alta pressão ( $p_{HS}$ ) e a linha de baixa pressão ( $p_{LS}$ ). A Figura 3.1 mostra o diagrama hidráulico de um sistema do tipo *step-down* (DE NEGRI *et al.* 2015).

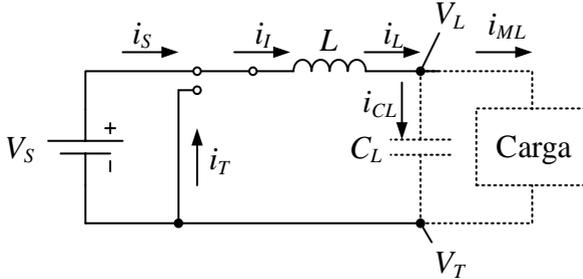
Figura 3.1 - Diagrama do sistema hidráulico digital do tipo *step-down*.



Fonte: DE NEGRI *et al.* (2015).

Este tipo de circuito possui um equivalente elétrico mostrado na Figura 3.2.

Figura 3.2 - Circuito equivalente elétrico sistema *step-down*.

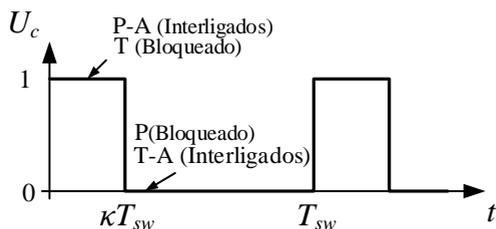


Fonte: DE NEGRI *et al.* (2015).

Na Figura 3.1 quando a válvula está com as portas ligadas P para A com T bloqueada, a pressão interna ( $p_{Ain}$ ) tende a aumentar para o valor da pressão de suprimento alta ( $p_{HS}$ ), provocando a aceleração do fluido interno ao longo do tubo. Quando a válvula é comutada a outra posição, ocasionando as ligações T para A com P bloqueado, a inércia do fluido contido no tubo faz com que a pressão interna caia abaixo do valor da pressão de suprimento baixa ( $p_{LS}$ ), o que induz a sucção de fluido da linha de baixa pressão para a de alta (DE NEGRI *et al.*, 2015). Devido à sucção de fluido decorrente do deslocamento da massa de fluido no tubo, esta configuração necessita de uma fonte de pressão diferente de zero na linha de baixa pressão com o intuito de evitar cavitação.

A pressão de carga ( $p_L$ ) pode ser controlada a partir do tempo em que a válvula fica aberta ou fechada em um determinado período de chaveamento. Este tempo é denominado ciclo de trabalho (*duty cycle*), representado por  $\kappa$ . O período de chaveamento da válvula  $T_{sw}$  é calculado como o inverso da frequência de chaveamento  $f_{sw}$  em que a válvula é acionada ( $T_{sw} = 1/f_{sw}$ ). Assumindo uma vazão de carga nula, quando o valor do ciclo de trabalho é igual a 100%, ou seja, a válvula totalmente aberta em todo o período de chaveamento  $T_{sw}$ , as pressões interna e de carga assumem valores iguais ao da alta pressão de suprimento. A partir do momento em que o ciclo de trabalho é 0%, a válvula permanece fechada e a pressão interna e de carga atingem valores iguais ao da baixa pressão de suprimento. A Figura 3.3 demonstra a representação do chaveamento da válvula em relação ao ciclo de trabalho.

Figura 3.3 - Representação do chaveamento da válvula em relação ao ciclo de trabalho.



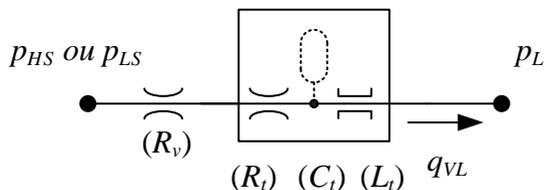
Fonte: Adaptado de DE NEGRI *et al.* (2015).

O sistema hidráulico digital do tipo *step-down* se comporta como um sistema regulador de pressão onde a pressão de carga  $p_L$  pode ser controlada entre o valor da baixa pressão de suprimento e a alta pressão de suprimento.

### 3.1 MODELO DO SISTEMA *STEP-DOWN* A PARÂMETROS CONCENTRADOS EM REGIME PERMANENTE

A modelagem do sistema *step-down* a parâmetros concentrados em regime permanente aqui apresentada foi primeiramente desenvolvida por De Negri (2010) e posteriormente utilizada em De Negri *et al.* (2015). Considerando que a capacitância do sistema é suficiente para manter a pressão de carga constante, o sistema hidráulico *step-down* pode ser analisado separadamente da carga. O circuito hidráulico fundamental é demonstrado na Figura 3.4.

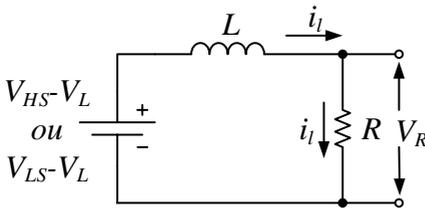
Figura 3.4 - Circuito hidráulico fundamental.



Fonte: Adaptado DE NEGRI *et al.* (2015).

O tubo de inércia apresenta como fenômenos que influenciam em seu funcionamento, a inércia do fluido ( $L_t$ ) e sua resistência ( $R_t$ ) e capacitância ( $C_t$ ) hidráulicas. Estes mesmos fenômenos apresentam seus equivalentes elétricos, indutância ( $L$ ), resistência ( $R$ ) e capacitância ( $C$ ). No entanto, o efeito da capacitância do tubo pode ser desprezado, devido ao seu pequeno volume e ao alto valor do módulo de compressibilidade efetivo do fluido hidráulico ( $\beta_e$ ). A Figura 3.5 mostra um diagrama elétrico equivalente ao circuito hidráulico fundamental.

Figura 3.5 - Diagrama elétrico fundamental.



Fonte: Adaptado de DE NEGRI (2010).

Aplicando a lei das malhas de Kirchhoff ao circuito da Figura 3.5, obtém-se a equação que rege o comportamento do circuito, ou seja:

$$\Delta V = L \cdot \frac{di_l}{dt} + R \cdot i_l, \quad (3.1)$$

onde:  $\Delta V = V_{HS} - V_L$  para  $0 \leq t \leq \kappa T$  e

$$\Delta V = V_{LS} - V_L \quad \kappa T \leq t \leq T.$$

A Equação (3.1) pode ser reescrita como:

$$i_l = \frac{1/R \cdot \Delta V}{L/R \cdot D + 1}. \quad (3.2)$$

Ao se fazer uma analogia do circuito elétrico para o circuito hidráulico e assumindo que o comportamento da resistência da válvula é linear, obtém-se:

$$q_{VL} = \frac{1/R \cdot \Delta p}{L/R \cdot D + 1}, \quad (3.3)$$

onde:  $\Delta p = p_{HS} - p_L$  para  $0 \leq t \leq \kappa T$  e

$$\Delta p = p_{LS} - p_L \quad \kappa T \leq t \leq T.$$

Considerando que o chaveamento da válvula ocorre instantaneamente, as pressões de suprimento são consideradas constantes e que não há vazamento interno entre as passagens de fluido da válvula (DE NEGRI *al.*, 2010), a Equação (3.3) pode ser reescrita incluindo a resistência da válvula de chaveamento, ou seja:

$$\frac{L}{R_{eq}} \cdot \frac{dq_{VL}}{dt} + q_{VL} = \frac{1}{R_{eq}} \cdot \Delta p. \quad (3.4)$$

Considerando que a resistência de ambas as passagens de fluido da válvula sejam iguais (DE NEGRI *et al.*, 2014; DE NEGRI *et al.*, 2015), a resistência equivalente  $R_{eq}$  é igual ao somatório das resistências da válvula e do tubo, assim:

$$R_{eq} = R_v + R_t. \quad (3.5)$$

A tensão através do resistor  $R$  ( $V_R$ ) (Figura 3.5) pode ser calculada segundo Millman e Taub (1965) e De Negri (2010) como:

$$V_R(t) = B_1 + B_2 \cdot e^{-t/\tau}. \quad (3.6)$$

Onde a constante de tempo é definida como:

$$\tau = \frac{L}{R_{eq}}. \quad (3.7)$$

As constantes  $B_1$  e  $B_2$  são encontradas utilizando as condições para  $t \rightarrow 0$  e  $t \rightarrow \infty$  resultando em:

$$V_R(t) = V_R(0) \cdot e^{-t/\tau} + V_R(\infty) \cdot (1 - e^{-t/\tau}), \quad (3.8)$$

$$V_R(t) = V_R(\infty) + (V_R(0) - V_R(\infty))e^{-t/\tau}. \quad (3.9)$$

Dividindo a Equação (3.9) por  $R_{eq}$  e fazendo a analogia para o sistema hidráulico tem-se:

$$q_V(t) = q_V(\infty) + (q_V(0) - q_V(\infty))e^{-t/\tau}. \quad (3.10)$$

Para um sinal com entrada em degrau, o valor de regime permanente corresponde ao ganho de regime permanente multiplicado pela amplitude do degrau (DE NEGRI, 2010, DE NEGRI *et al.*, 2014), e considerando que o degrau de pressão aplicado ao sistema ocorre instantaneamente de modo que a dinâmica da pressão pode ser desconsiderada, a resposta do sistema pode ser calculada pelas equações (3.11) e (3.12).

$$q_{V1}(t) = \frac{p_{HS} - p_L}{R_{eq}} + \left( q_{V1}(0) - \frac{p_{HS} - p_L}{R_{eq}} \right) \cdot e^{-t/\tau}, \quad (3.11)$$

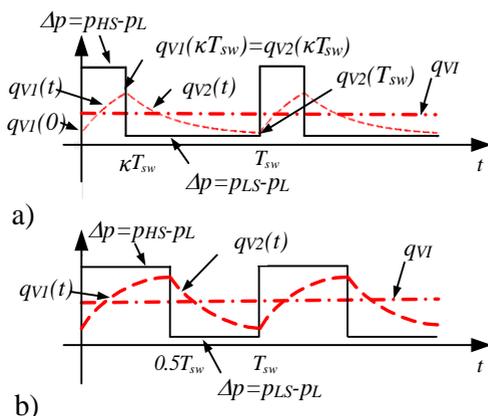
para  $0 \leq t \leq \kappa T_{sw}$ .

$$q_{V2}(t) = \frac{p_{LS} - p_L}{R_{eq}} + \left( q_{V2}(\kappa T_{sw}) - \frac{p_{LS} - p_L}{R_{eq}} \right) \cdot e^{-(t-\kappa T_{sw})/\tau}, \quad (3.12)$$

para  $\kappa T_{sw} \leq t \leq T_{sw}$ .

A Figura 3.6 mostra a representação gráfica das equações (3.11) e (3.12).

Figura 3.6 - Resposta da vazão do tubo de inércia: a) Resposta geral; b) Resposta para um ciclo de trabalho  $\kappa$  de 0,5.



Fonte: DE NEGRI *et al.* (2015).

A partir da Figura 3.6 onde o valor máximo da vazão no tubo ocorre em  $q_{V1}(\kappa T_{sw}) = q_{V2}(\kappa T_{sw})$ , e o valor mínimo  $q_{V1}(0) = q_{V2}(T_{sw})$ , a vazão de carga média  $q_{VL}$  pode ser obtida pela integração da soma das equações (3.11) e (3.12) no intervalo de  $0 \leq t \leq T_{sw}$  (DE NEGRI *et al.*, 2010).

$$q_{VL} = \frac{(p_{LS} - p_L)}{R_{eq}} + \frac{(p_{HS} - p_L)\kappa}{R_{eq}}. \quad (3.13)$$

A equação da alta vazão de suprimento  $q_{VHS}$  é obtida integrando a Equação (3.11) no intervalo de  $0 \leq t \leq \kappa T_{sw}$  e dividindo por  $T_{sw}$ .

$$q_{VHS} = \frac{\tau(1 - e^{-T_{sw}(1-\kappa)/\tau})(1 - e^{-T_{sw}\kappa/\tau})(p_{LS} - p_{HS})}{(1 - e^{-T_{sw}/\tau})R_{eq}T_{sw}} + \frac{(p_{HS} - p_L)\kappa}{R_{eq}}. \quad (3.14)$$

A equação da baixa vazão de suprimento  $q_{VLS}$  é obtida integrando a Equação (3.12) no intervalo de  $\kappa T_{sw} \leq t \leq T_{sw}$  e dividindo por  $T_{sw}$ .

$$q_{VLS} = \frac{\tau(1 - e^{-T_{sw}(1-\kappa)/\tau})(1 - e^{-T_{sw}\kappa/\tau})(p_{HS} - p_{LS})}{(1 - e^{-T_{sw}/\tau})R_{eq}T_{sw}} + \frac{(p_{LS} - p_L)(1 - \kappa)}{R_{eq}} \quad (3.15)$$

A pressão de carga  $p_L$  pode ser obtida a partir da Equação (3.13), ou seja:

$$p_L = (p_{HS} - p_{LS})\kappa + p_{LS} - q_{VL}R_{eq}. \quad (3.16)$$

A partir da Equação (3.16), verifica-se que a pressão de carga apresenta um comportamento linear em relação ao ciclo de trabalho e não mostra dependência em relação ao período de chaveamento da válvula, assim, válvulas lentas e rápidas são capazes de atender às especificações do sistema em relação à pressão de carga. A partir da Equação (3.16) verifica-se que a vazão requerida pelo sistema causa perda de carga no turbo de inércia, reduzindo, assim, a pressão de carga.

A eficiência do sistema digital *step-down* a parâmetros concentrados pode ser calculada, como a razão entre a potência consumida e a potência suprida ao sistema, ou seja:

$$\eta = \frac{P_C}{P_S} = \frac{p_L q_{VL}}{p_{HS} q_{VHS} + p_{LS} q_{VLS}}. \quad (3.17)$$

Substituindo as equações (3.14), (3.15), (3.16) na equação (3.17), obteve-se na presente dissertação a equação global da eficiência em função das entradas do sistema ( $q_{VL}$ ,  $p_{HS}$ ,  $p_{LS}$ ,  $\kappa$ ) e dos parâmetros ( $T_{sw}$ ,  $R_{eq}$ ,  $\tau$  ( $\tau = L_t/R_{eq}$ ), ou seja:

$$\eta = \frac{q_{VL}[p_{HS}\kappa + p_{LS}(1 - \kappa)] - q_{VL}R_{eq}}{\frac{(p_{PHS} - p_{LS})^2\psi}{R_{eq}} + q_{VL}[p_{HS}\kappa + p_{LS}(1 + \kappa)]}, \quad (3.18)$$

onde:

$$\psi = \kappa(1 - \kappa) - \frac{\tau(1 - e^{-T_{sw}(1-\kappa)/\tau})(1 - e^{-T_{sw}\kappa/\tau})}{(1 - e^{-T_{sw}/\tau})T_{sw}}. \quad (3.19)$$

A função  $\psi$  não depende das pressões e vazões de suprimento, assim, deste modo, seu comportamento independe da potência controlada. Porém, por ser o único termo dependente do período de chaveamento, pode ser analisada separadamente em função deste parâmetro como mostrado na seção 3.3.3.

Considerando a resistência da válvula  $R_v$  igual a zero, e derivando a Equação (3.18) em relação ao comprimento do tubo e igualando-se a zero, a equação resultante determina o comprimento do tubo para a máxima eficiência, ou seja:

$$l_t = \frac{-f_1\psi + \sqrt{(f_1\psi)^2 + f_2}}{f_3} \pi d_t^4, \quad (3.20)$$

onde:

$$f_1 = 2q_{VL}^2(p_{HS} - p_{LS})^2,$$

$$f_2 = 4q_{VL}^4(p_{HS} - p_{LS})^2[(p_{HS}\kappa + p_{LS})^2 - p_{LS}^2\kappa^2],$$

$$f_3 = 256q_{VL}^3[p_{HS}\kappa + p_{LS}(1 + \kappa)].$$

Nesta seção as equações matemáticas do modelo do sistema hidráulico digital do tipo *step-down* a parâmetros concentrados foram apresentadas. A seção 3.2 apresentará as curvas obtidas através das equações (3.14), (3.15), (3.16) e (3.17). Na seção 3.3 será feita uma análise da influência dos parâmetros geométricos do tubo de inércia (diâmetro interno e comprimento) e juntamente com o período de chaveamento da válvula na eficiência do sistema.

## 3.2 RESULTADOS NUMÉRICOS DO MODELO A PARÂMETROS CONCENTRADOS EM REGIME PERMANENTE

Nesta seção serão apresentados os resultados alcançados a partir das equações obtidas pelo modelo a parâmetros concentrados em regime permanente. Os parâmetros do sistema estão demonstrados na Tabela

3.1 e foram selecionados a partir daqueles que foram usados em De Negri *et al.* (2014). As pressões alta e baixa de suprimento foram alteradas para 12 MPa e 0.3 MPa, respectivamente.

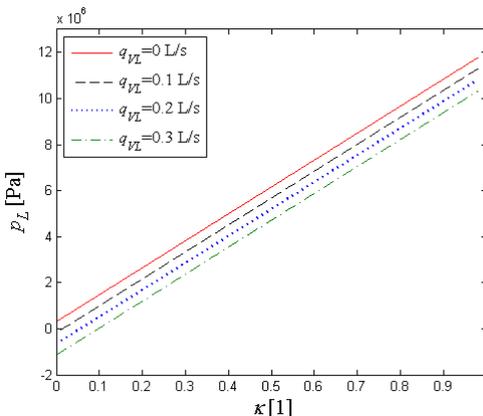
Tabela 3.1 - Dados para simulação do modelo.

Alta pressão de suprimento	$p_{HS}$	12 MPa
Baixa pressão de suprimento	$p_{LS}$	0,3 MPa
Vazão de carga	$q_{VL}$	$0 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ , $1 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ , $2 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ , $3 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ ,
Período de chaveamento	$T_{sw}$	25 ms
Massa específica do fluido	$\rho$	$870 \text{ kg/m}^3$
Diâmetro do tubo	$d_t$	7,1 mm
Comprimento do tubo	$l_t$	1,71 m
Resistência da válvula	$R_v$	$3,88 \times 10^9 \text{ Pa.s/m}^3$
Resistência do tubo	$R_t$	$1,67 \times 10^9 \text{ Pa.s/m}^3$
Indutância do tubo	$L_t$	$3,75 \times 10^7 \text{ kg/m}^4$

Fonte: Elaborada pelo autor.

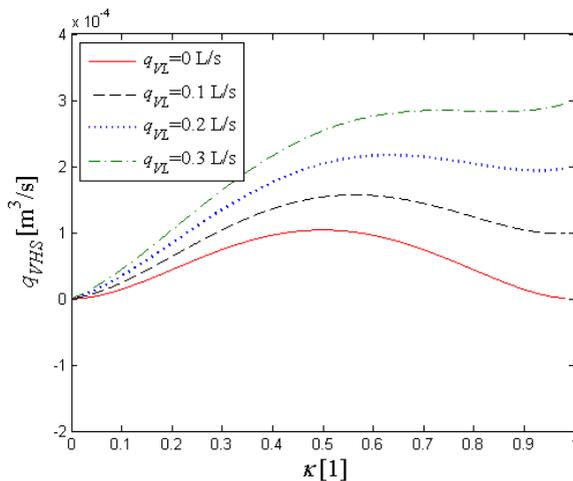
A partir das equações obtidas e dos parâmetros listados na Tabela 3.1, foi elaborado um código em Matlab (Apêndice A), para a análise do modelo. Os resultados obtidos para a pressão de carga, vazão de suprimento alta, vazão de suprimento baixa e eficiência em função do ciclo de trabalho estão mostrados na Figura 3.7, na Figura 3.8, na Figura 3.9 e na Figura 3.10, respectivamente.

Figura 3.7 - Pressão de carga para o modelo a parâmetros concentrados em regime permanente.



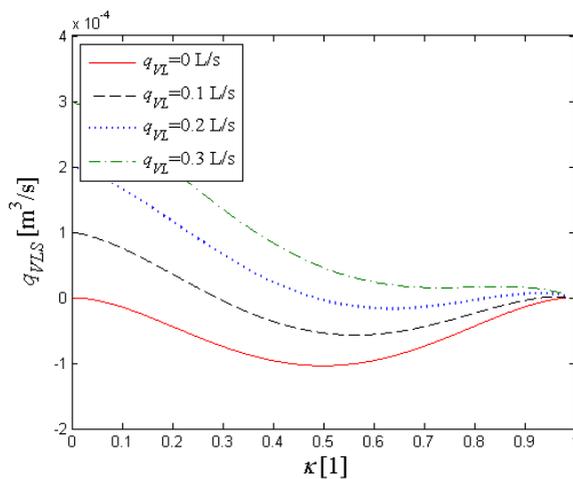
Fonte: Elaborada pelo autor.

Figura 3.8 - Alta vazão de suprimento para o modelo a parâmetros concentrados em regime permanente.



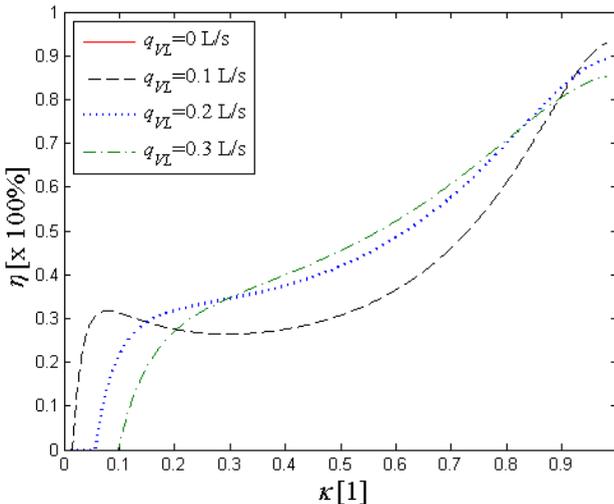
Fonte: Elaborada pelo autor.

Figura 3.9 - Baixa vazão de suprimento para o modelo a parâmetros concentrados em regime permanente.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Figura 3.10 – Eficiência do sistema *step-down* para o modelo a parâmetros concentrados em regime permanente.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Os resultados evidenciam o comportamento linear da pressão de carga com o ciclo de trabalho ( $\kappa$ ). Outro fator importante a salientar é o fato de quando se aumenta a vazão de carga, os valores de pressão que podem ser atingidos diminuem devido ao aumento da perda de carga no tubo. Quando o ciclo de trabalho é igual a zero, a válvula está com a porta P fechada e com a porta T totalmente aberta, neste caso, a alta vazão de suprimento é nula e a baixa vazão de suprimento é igual à vazão de carga. Quando o ciclo de trabalho assume o valor igual a um, a válvula está com a porta P totalmente aberta e T fechada, nesta condição a alta vazão de suprimento é igual à vazão de carga, com a baixa vazão de suprimento igual a zero. Nas duas situações anteriores, a válvula não permanece chaveando.

A eficiência do sistema apresenta um comportamento crescente em relação ao ciclo de trabalho. Assim, os maiores valores de eficiência são alcançados para ciclos de trabalho mais altos, onde a válvula em um determinado período de chaveamento permanece por mais tempo totalmente aberta.

### 3.3 ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DOS PARÂMETROS GEOMÉTRICOS E PERÍODO DE CHAVEAMENTO

#### 3.3.1 Introdução

Como mostrado na seção 3.1, a eficiência do sistema hidráulico digital para o modelo a parâmetros concentrados em regime permanente depende das vazões e pressões que nele estão sendo impostas. A partir das equações (3.14) e (3.15) é verificada a dependência do sistema em relação à resistência e ao período de chaveamento da válvula. Outro fator que afeta a eficiência do sistema é a constante de tempo que, por sua vez, depende da indutância e resistência do tubo (Equação (3.7)). A indutância e a resistência do tubo dependem do comprimento e diâmetro do mesmo (Equações (3.21) e (3.22)), mostradas a seguir.

Assim sendo, nesta seção será feita uma análise de como a variação do diâmetro e comprimento do tubo e o período de chaveamento da válvula afetam a eficiência do sistema. Os resultados aqui obtidos são frutos da combinação dos trabalhos realizados nesta dissertação e por De Negri (2010). Tais resultados estão presentes na publicação de De Negri *et al.* (2015).

#### 3.3.2 Diâmetro e comprimento

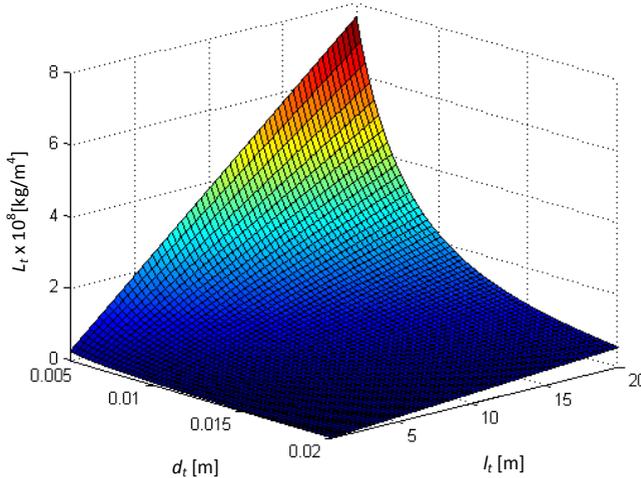
Conforme será visto a seguir, a indutância e resistência do tubo afetam de maneira significativa a eficiência energética do sistema. Essas grandezas são afetadas diretamente pelo comprimento e diâmetro interno do tubo, os quais devem ser escolhidos de maneira a se obter a máxima eficiência possível. A indutância do tubo pode ser determinada em regime permanente pela Equação (3.21) (WELLSTEAD, 2000). A resistência do tubo é determinada assumindo-se escoamento laminar segundo a Equação (3.22) (FOX *et al.* 2011), ou seja:

$$L_t = \frac{4\rho l_t}{\pi d_t^2}, \quad (3.21)$$

$$R_t = \frac{128\rho l_t v}{\pi d_t^4}. \quad (3.22)$$

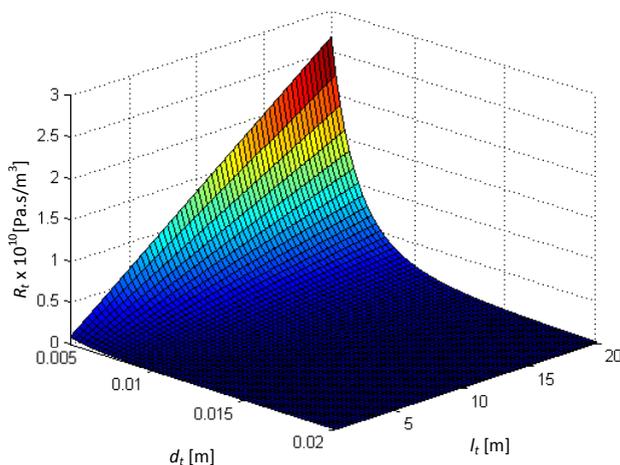
A partir das equações (3.21) e (3.22), é verificado que o comprimento afeta a indutância e a resistência do tubo de maneira diretamente proporcional. Em relação ao diâmetro interno do tubo, seu comportamento se torna mais evidente devido a estar elevado ao quadrado na indutância e à quarta potência na resistência. Considerando-se tubos com diâmetros internos de 5 a 20 mm e admitindo-se comprimento mínimo de tubo  $l_t = 138d_t$  (FOX *et al.* 2011) para um escoamento laminar plenamente desenvolvido e comprimento máximo de 15 m, a Figura 3.11 e a Figura 3.12 mostram a variação dos valores de indutância e resistência do tubo para diferentes combinações de parâmetros do tubo, respectivamente:

Figura 3.11 - Indutância do tubo.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Figura 3.12 - Resistência do tubo.



Fonte: Elaborada pelo autor.

A Figura 3.11 e a Figura 3.12 mostram que para pequenos diâmetros (menores que 10 mm aproximadamente) e grandes comprimentos (maiores que 10 m aproximadamente), o tubo apresenta uma elevada indutância e resistência. A alta indutância é desejada para que haja massa suficiente acelerando e desacelerando no tubo, todavia a alta resistência é indesejada devido às perdas energéticas.

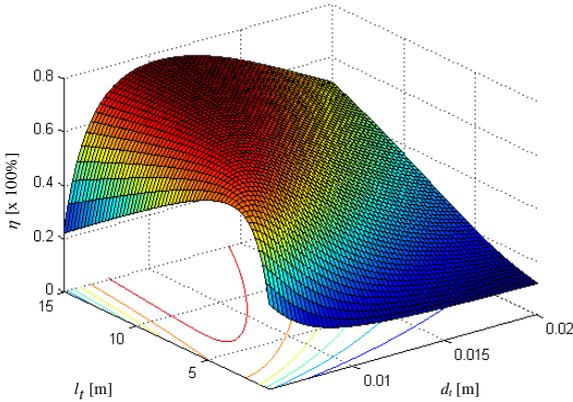
Para selecionar o diâmetro e o comprimento do tubo a partir da Equação (3.17) juntamente com as equações (3.14), (3.15) e (3.16), foi realizado um estudo preliminar analisando-se diferentes combinações diâmetro-tubo com o intuito de verificar como a eficiência seria afetada. Os resultados estão apresentados na Figura 3.13, tendo como base os parâmetros mostrados na Tabela 3.2.

Tabela 3.2- Parâmetros para cálculo da eficiência do sistema.

Alta pressão de suprimento	$p_{HS}$	12 MPa
Baixa pressão de suprimento	$p_{LS}$	0,3 MPa
Vazão de carga	$q_{VL}$	$2 \times 10^{-4}$ m <sup>3</sup> /s
Período de chaveamento	$T_{sw}$	25 ms
Ciclo de trabalho	$\kappa$	0,5

Fonte: Elaborada pelo autor.

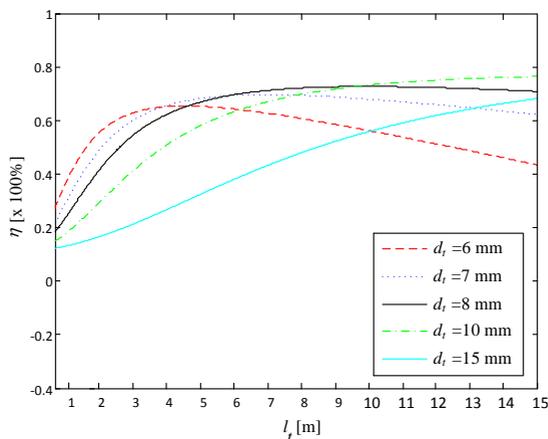
Figura 3.13 - Eficiência do sistema em relação ao diâmetro interno e comprimento do tubo.



Fonte: Elaborada pelo autor.

A Figura 3.13 demonstra que, neste sistema especificamente, para valores de diâmetro interno maiores que 10 mm, a eficiência do sistema digital a parâmetros concentrados apresenta um comportamento sempre crescente para valores de comprimento de tubo até 15 m. Para diâmetros abaixo de 10 mm, as curvas apresentam um comprimento de tubo ótimo, isso se deve ao fato que, para diâmetros pequenos o valor da resistência interna do tubo acaba tendo um efeito significativo para comprimentos de tubos elevados. O uso de diâmetros maiores que 10 mm não provê ganhos de eficiência significativos. A Figura 3.14 mostra o comportamento da eficiência para diferentes diâmetros em relação ao comprimento do tubo.

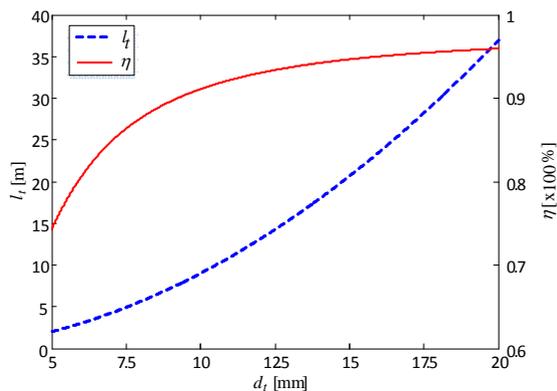
Figura 3.14 - Eficiência para diferentes diâmetros.



Fonte: Elaborada pelo autor.

O uso de tubos com comprimento de 15 m pode se tornar inviável em aplicações reais devido ao grande espaço necessário para a sua instalação. A partir dessa consideração, o valor do diâmetro e comprimento do tubo ótimo usado nos experimentos foi escolhido seguindo uma estratégia que proporcionasse pouca perda de eficiência. A Figura 3.15 mostra o comprimento ótimo em função do diâmetro interno do tubo juntamente com o respectivo valor de eficiência segundo a Equação (3.20), onde é desconsiderada a resistência da válvula.

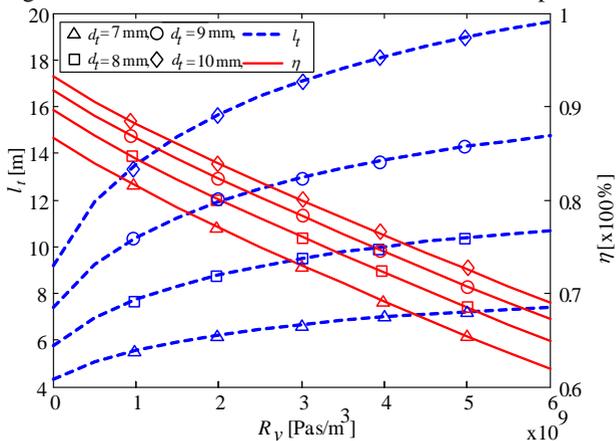
Figura 3.15 - Comprimento ótimo para a máxima eficiência em função do diâmetro do tubo desconsiderando a resistência da válvula.



Fonte: Elaborada pelo autor.

A Figura 3.15 indica que, quando se aumenta o diâmetro interno do tubo, o comprimento ótimo deve ser aumentado para a obtenção da máxima eficiência. Porém, sabe-se que a válvula induz perdas significativas ao sistema e, portanto seu efeito deve ser levado em consideração. A Figura 3.16 mostra o efeito da resistência da válvula no comprimento ótimo do tubo utilizando os parâmetros da Tabela 3.1, onde para cada valor de resistência da válvula é plotado o comprimento onde ocorre a máxima eficiência para diferentes valores de diâmetros.

Figura 3.16 - Efeito da resistência da válvula no comprimento ótimo do tubo.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Os resultados obtidos demonstram que, com a inclusão do efeito da resistência da válvula, o comprimento necessário para a obtenção da máxima eficiência aumenta. Assim, para a correta seleção do comprimento do tubo, devem-se conhecer as características da válvula a ser utilizada. Portanto, considerando a resistência da válvula da Tabela 3.1, utilizada nos resultados anteriores, o comprimento ótimo para um tubo de 7 mm de diâmetro é igual a 6,95 m, porém, o tubo escolhido foi de 6 m, valor este encontrado comercialmente. A Tabela 3.3 mostra os valores de eficiência para os dois comprimentos de tubo.

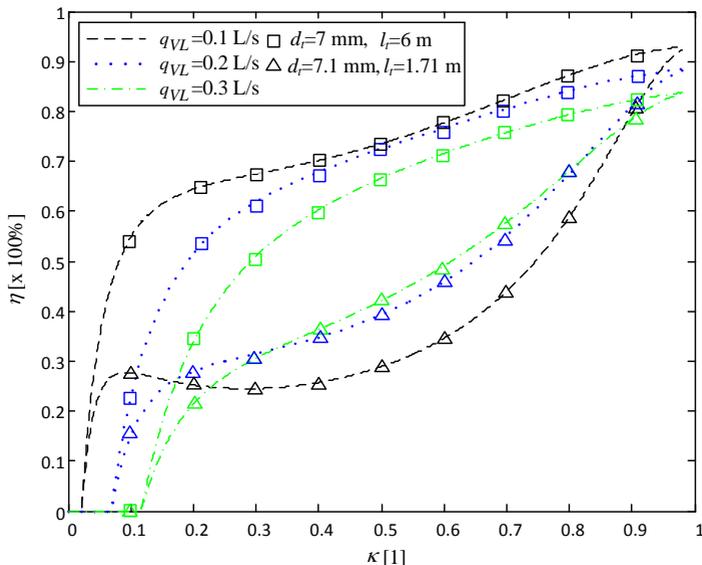
Tabela 3.3 - Valores ótimos de diâmetro e comprimento do tubo.

Eficiência (%)	Comprimento (m)	Diâmetro (mm)
69,6	6,95	7,0
69,3	6,0	7,0

Fonte: Elaborada pelo autor.

Segundo a Tabela 3.3, a escolha do tudo de 6 m em relação ao de 6,95 não provê perdas de eficiência significativas, justificando o seu uso. A Figura 3.17 mostra uma comparação dos resultados obtidos utilizando os novos valores de comprimento e diâmetro de tubo em relação aos resultados preliminares mostrados na Figura 3.10.

Figura 3.17 - Ganho de eficiência com valores ótimos de diâmetro e comprimento do tubo.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Com os resultados obtidos é possível notar que para a vazão de  $0,2$  L/s ( $2 \times 10^{-4}$  m<sup>3</sup>/s, usada como parâmetro de dimensionamento do sistema), há um aumento de eficiência considerável na faixa de ciclo de trabalho entre 0,13 e 0,95, aproximadamente. Este aumento da eficiência é devido ao fato de que, embora haja um aumento da baixa vazão de suprimento, a alta vazão de suprimento diminui a uma razão maior. Esta diferença reduz a potência que é suprida ao sistema. A Tabela 3.4 mostra os resultados obtidos para um ciclo de trabalho equivalente a 0,5 utilizando as equações (3.14), (3.15) e (3.16).

Tabela 3.4 - Comparação entre resultados entre os novos e velhos valores de comprimento e diâmetro do tubo.

Comprimento	$l_t = 1,71 \text{ m}$ ,	$l_t = 6 \text{ m}$ ,
Diâmetro	$d_t = 7,1 \text{ mm}$	$d_t = 7 \text{ mm}$
$p_L$ [MPa]	$5,22 \times 10^6$	$4,83 \times 10^6$
$q_{VHS}$ [m <sup>3</sup> /s]	$2,01 \times 10^{-4}$	$1,13 \times 10^{-4}$
$q_{VLS}$ [m <sup>3</sup> /s]	$-1,17 \times 10^{-6}$	$8,61 \times 10^{-5}$
$\eta$ [%]	43	69
$P_s$ [W]	2414	1365,6

Fonte: Elaborada pelo autor.

### 3.3.3 Período de chaveamento

O período de chaveamento influi diretamente no desempenho do sistema e na sua eficiência. Como mencionado anteriormente, segundo a Equação (3.16) a pressão de carga não é afetada pelo período de chaveamento devido ao modelo considerar a abertura instantânea da válvula, o que não ocorre em situações reais. Portanto, um dos principais desafios impostos pelos sistemas hidráulicos digitais está no desenvolvimento de válvulas com baixo tempo de resposta. Linjama & Vilenius (2008) fazem um estudo de diferentes tempos de resposta de válvulas comerciais, onde é possível notar um tempo de resposta médio de 10 ms. Porém, esses autores destacam que para a maioria das aplicações, os tempos de resposta das válvulas estudadas são satisfatórios e afirmam que esses tempos podem ser melhorados com técnicas de eletrônica de controle mais apropriadas e pequenas modificações. Murrenhoff (2003) apresenta uma série de válvulas e faz um estudo das principais diferenças em seus tipos de acionamentos e características dinâmicas. Atualmente a fabricante de componentes hidráulicos Parker fabrica válvulas proporcionais da série D1FP que apresentam tempo de resposta de 3,5 ms para um deslocamento de 0 a 100% com vazão de 40 L/min a uma diferença de pressão de 70 bar.

No âmbito do melhoramento do tempo de resposta das válvulas, pesquisadores vêm desenvolvendo válvulas com tempo de resposta cada vez menores e formas construtivas diferenciadas. Winkler *et al.* (2010) desenvolveram uma válvula de assento pilotada externamente com o intuito de atingir tempo de resposta de 1 ms com uma vazão de 100 L/min a um diferença de pressão de 5 bar. A partir da configuração elaborada foi alcançada a vazão de 85 L/min com um tempo de resposta de 1 ms, o que demonstra que a válvula possui um excelente desempenho.

Uusitalo *et al.* (2009) realizaram estudos sobre uma válvula chamada pelos autores de *Hammer Valve*, onde foram atingidos tempos de resposta de aproximadamente 2 ms. Tu *et al.* (2007) realizaram estudos com uma válvula rotatória que posteriormente foi utilizada nos trabalhos de Wang & Li (2008), Wang & Li (2009) e Tu *et al.* (2009) onde o carretel rotatório apresenta áreas de passagem de fluido na qual o tempo que uma passagem fica aberta para a linha de alta pressão e baixa pressão, pode ser selecionado movimentando-se o elemento giratório axialmente. A partir desta configuração, a válvula foi desenvolvida para que o seu centro fosse constituído por um comportamento em PWM (WANHG & Li, 2008).

A partir destes exemplos, é possível observar que o desenvolvimento de válvulas mais rápidas vem crescendo nos últimos anos.

Com o intuito de avaliar o efeito do período de chaveamento nos sistemas digitais, realizou-se uma análise com base nas equações (3.14), (3.15), (3.16) e (3.17). As simulações foram realizadas utilizando-se os parâmetros da Tabela 3.5.

Tabela 3.5 - Parâmetros sobre a influência do período de chaveamento.

Alta pressão de suprimento	$p_{HS}$	12 MPa
Baixa pressão de suprimento	$p_{LS}$	0,3 MPa
Vazão de carga	$q_{VL}$	$2 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$
Diâmetro do tubo	$d_t$	7 mm
Comprimento do tubo	$l_t$	6 m

Fonte: Elaborada pelo autor.

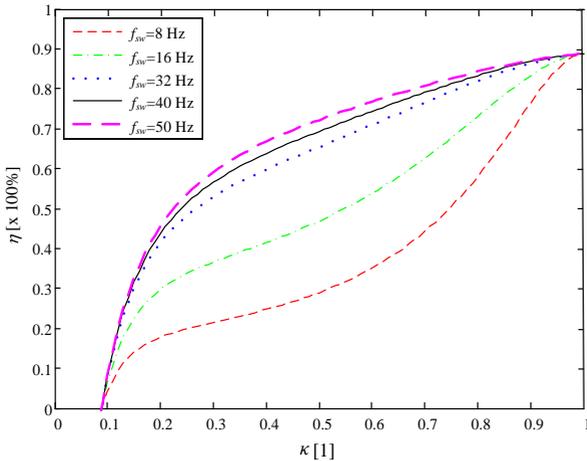
A primeira simulação realizada foi feita variando o período de chaveamento conforme a Tabela 3.6 para todos os valores de ciclo de trabalho. Os resultados obtidos estão mostrados na Figura 3.18.

Tabela 3.6 - Período de chaveamento.

Período de Chaveamento	Frequência de Chaveamento
$T_{sw} = 125 \text{ ms}$	$f_{sw} = 8 \text{ Hz}$
$T_{sw} = 62,5 \text{ ms}$	$f_{sw} = 16 \text{ Hz}$
$T_{sw} = 31,25 \text{ ms}$	$f_{sw} = 32 \text{ Hz}$
$T_{sw} = 25 \text{ ms}$	$f_{sw} = 40 \text{ Hz}$
$T_{sw} = 20 \text{ ms}$	$f_{sw} = 50 \text{ Hz}$

Fonte: Elaborada pelo autor.

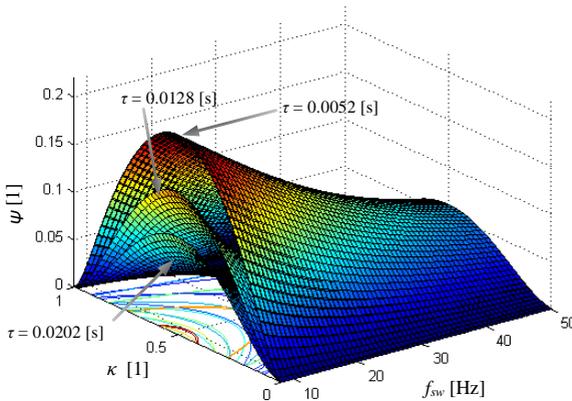
Figura 3.18 - Eficiência versus ciclo de trabalho para diferentes frequências de chaveamento.



Fonte: Elaborada pelo autor.

A partir dos resultados obtidos é possível verificar que a eficiência aumenta para valores intermediários de ciclo de trabalho. Este comportamento pode ser analisado a partir da função  $\psi$ . A Figura 3.19 mostra o comportamento da função  $\psi$  em função da frequência de chaveamento, ciclo de trabalho e constante de tempo.

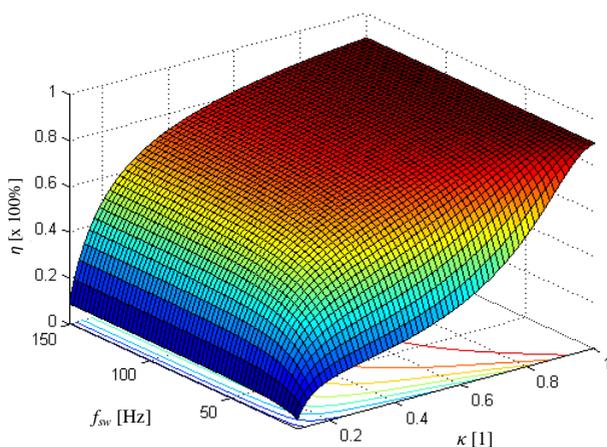
Figura 3.19 - Comportamento da função  $\psi$ .



Fonte: Elaborada pelo autor.

A Figura 3.19 mostra que a função  $\psi$  apresenta um comportamento simétrico em relação ao ciclo de trabalho, no entanto, como é observado, a função  $\psi$  tem sua magnitude decrescida com o aumento da frequência de chaveamento e constante de tempo, o que aumenta a eficiência. No entanto, as resistências da válvula e do tubo estão presentes em outros termos da equação, impossibilitando, então, a análise da eficiência apenas baseada no comportamento desta função. De acordo com a Figura 3.18 e a Figura 3.19, as frequências entre 32, 40 e 50 Hz apresentam um comportamento similar, indicando que um aumento significativo da frequência de chaveamento, não gera ganhos expressivos de eficiência. A fim de analisar este efeito, foi realizada uma simulação fazendo uma varredura na frequência de chaveamento de 8 a 150 Hz. Os resultados obtidos estão demonstrados na Figura 3.20.

Figura 3.20 - Eficiência para frequências de chaveamento de 8 a 150 Hz.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Os resultados obtidos mostram que para frequências de chaveamento de até aproximadamente 50 Hz há uma variação expressiva nas curvas de eficiência. No entanto, ao se elevar mais o valor da frequência, as curvas de eficiência não demonstram alteração significativa. Portanto o desenvolvimento de válvulas extremamente rápidas não se mostra extremamente necessário pelo ponto de vista da eficiência do sistema. Como requisito para a escolha de válvulas adequadas, as mesmas

devem conseguir atingir sua máxima abertura e fechamento para ciclos de trabalho entre 0,1 a 0,9. Para uma frequência de chaveamento de 50 Hz, válvulas com tempo de resposta de 2 ms são apropriadas.

### 3.4 CONSIDERAÇÕES FINAIS DO CAPÍTULO 3

Neste capítulo foi apresentado o modelo a parâmetros concentrados em regime permanente para o sistema hidráulico digital do tipo *step-down*. Também foi apresentada uma análise da influência do diâmetro, comprimento do tubo de inércia e frequência de chaveamento da válvula, no comportamento da eficiência do sistema. A partir dos resultados encontrados foi possível concluir que uma correta seleção dos valores do diâmetro e comprimento do tubo de inércia tem caráter fundamental para a obtenção de um sistema que apresente valores de eficiência elevados.

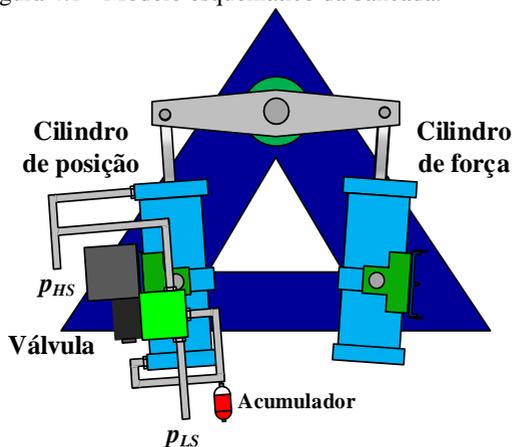
A frequência de chaveamento da válvula não influi no comportamento da pressão de carga, segundo o modelo em regime permanente, no entanto, em situações reais, seu comportamento pode ser afetado devido ao tempo de resposta da válvula utilizada, que deve abrir e fechar totalmente para todos os valores de ciclos de trabalho. O uso de válvulas extremamente rápidas não é necessário, como mostrado nos resultados de eficiências obtidos pela Figura 3.20, onde para frequências maiores que 50 Hz não a grandes ganhos de eficiência.

## 4. MODELAGEM DO SISTEMA DE POSICIONAMENTO HIDRÁULICO EMPREGADO NA BANCADA DE CONTROLE DE ÂNGULO DE PASSO

### 4.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo será apresentada a modelagem matemática do sistema hidráulico convencional e do sistema hidráulico digital, utilizados nos experimentos empregando a bancada de testes. O modelo aqui apresentado foi desenvolvido durante a dissertação de Galloni (2015), a qual foi realizada em paralelo com o presente trabalho. Para ilustrar a disposição dos componentes da bancada a serem modelados, a Figura 4.1 mostra um modelo esquemático da mesma.

Figura 4.1 - Modelo esquemático da bancada.



Fonte: Elaborada pelo autor.

### 4.2 MODELAGEM DO CILINDRO HIDRÁULICO

O cilindro hidráulico a ser modelado, utilizado na bancada de controle de ângulo de passo, desempenha a função de emular o movimento que um cilindro instalado em uma turbina real realizaria para mover a pá da turbina para a posição desejada, estabelecida pelo sistema de controle de posição (GONZALEZ, 2012). A Figura 4.2 apresenta um desenho esquemático da instalação de cilindros hidráulicos em turbinas eólicas.

Figura 4.2 - Instalação de cilindros hidráulicos em turbinas eólicas para controle de posição.

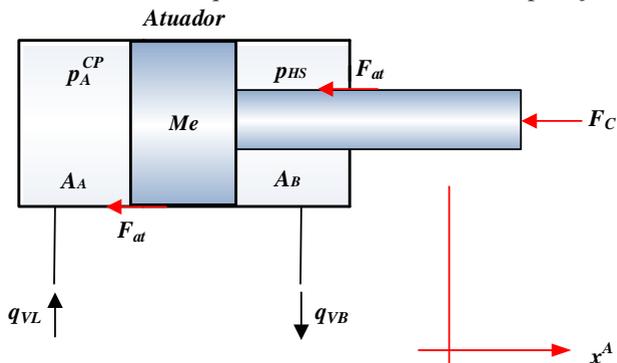


Fonte: BOSCH-REXROTH (2015).

#### 4.2.1 Equação da continuidade aplicada às câmaras do cilindro

A Figura 4.3 mostra o esquema de um cilindro assimétrico de dupla ação com seus principais elementos.

Figura 4.3 - Desenho esquemático de um cilindro de dupla ação assimétrico.



Fonte: Adaptado de SZPAK (2008).

Aplicando a equação da continuidade nas câmaras A e B do cilindro de controle de posição tem-se:

Câmara A:

$$q_{VL} = A_A \frac{dx^A}{dt} + \frac{V_A}{\beta_e} \frac{dp_A^{CP}}{dt}, \quad (4.1)$$

onde:

$$V_A = V_{Ao} + x^A A_A,$$

onde:

$q_{VL}$  → vazão de carga [ $\text{m}^3/\text{s}$ ];

$A_A$  → área útil da câmara A do cilindro [ $\text{m}^2$ ];

$V_{Ao}$  → volume inicial da câmara A do cilindro [ $\text{m}^3$ ];

$V_A$  → volume da câmara A do cilindro [ $\text{m}^3$ ];

$x^A$  → posição do cilindro [m];

$\beta_e$  → módulo de compressibilidade efetivo [Pa];

$p_A^{CP}$  → pressão na câmara A do cilindro de posição [Pa].

Câmara B:

O sistema válvula cilindro escolhido para este trabalho é do tipo 3 vias, onde a câmara B do cilindro é conectada diretamente ao suprimento de pressão (alta pressão ( $p_{HS}$ )) e sua variação é considerada nula e, portanto, não é necessário modelar a câmara B pela equação da continuidade. Na prática essa pressão pode apresentar uma variação devido ao movimento do pistão do cilindro. Para compensar essa variação de pressão, foi adicionado um acumulador no suprimento do sistema.

## 4.2.2 Equação do movimento

$$(p_A^{CP} \cdot A_A) - (p_{HS} \cdot A_B) = M_e \cdot \frac{d^2 x^A}{dt^2} + F_{at} + F_c, \quad (4.2)$$

onde:

$p_A^{CP} \cdot A_A$  → força aplicada na área  $A_A$  devido à pressão  $p_A^{CP}$  [N];

$p_{HS} \cdot A_B$  → força aplicada na área  $A_B$  devido à pressão  $p_{HS}$  [N];

$F_{at}$  → força de atrito [N];

$F_c$  → força de carga [N];

$M_e$  → massa equivalente [kg];

$x^A$  → posição do cilindro [m].

A força de carga ( $F_c$ ) considera não só a força que os ventos aplicam na turbina como também as forças gravitacionais, inércias e de atrito. A massa equivalente ( $M_e$ ), que é a massa das partes móveis da bancada, foi modelada considerando-se a soma das massas das hastes e êmbolos dos dois cilindros e da alavanca que os une.

Como os dois cilindros hidráulicos existentes na bancada são do mesmo modelo, a modelagem da força de atrito ( $F_{at}$ ) do cilindro de controle de posição foi considerada igual à força de atrito do cilindro de controle de força, esta última modelada pelos trabalhos de Gonzalez (2012). O modelo completo da força de atrito é apresentado no Anexo A.

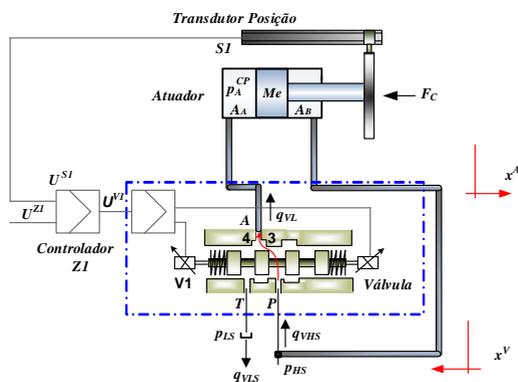
### 4.3 MODELO DA VÁLVULA

Para a modelagem da válvula, serão feitas duas abordagens distintas. Como a válvula escolhida para este trabalho é do tipo direcional proporcional, a primeira abordagem será feita para a válvula trabalhando em um sistema de posicionamento convencional proporcional. Para a segunda abordagem, será apresentada a modelagem para o sistema digital de chaveamento rápido.

#### 4.3.1 Modelo da válvula para o sistema convencional

As válvulas direcionais proporcionais são válvulas comumente usadas para o controle de posição e velocidade de atuadores lineares e rotativos (FURST &, DE NEGRI, 2002). A Figura 4.4 exemplifica um sistema de posicionamento eletro-hidráulico utilizando uma configuração de 3 vias onde a válvula controla a pressão da câmara  $A_A$  do atuador e a câmara  $A_B$  está ligada diretamente à alta pressão do sistema.

Figura 4.4 - Sistema de posicionamento eletro-hidráulico de 3 vias.



Fonte: Adaptado de SZPAK (2009).

Para este sistema a posição desejada para o atuador é estabelecida pela tensão de referência ( $U^{Z1}$ ) que, através do controlador, gera uma tensão para a válvula ( $U^{V1}$ ). Ao ser aplicada uma tensão na válvula, a mesma provoca o movimento do carretel gerando uma vazão de carga ( $q_{VL}$ ) para o atuador, conseqüentemente, haverá variação de pressão na câmara A do mesmo ( $p_A^{CP}$ ), fazendo-o se movimentar (MURARO, 2009).

Tendo como base a Figura 4.4, a equação da vazão da válvula para o sistema convencional é definida como (FURST &, DE NEGRI, 2002; MURARO, 2009; DESTRO, 2014; GALLONI, 2015):

Para  $x^V \geq 0$  ( $U^{V1} \geq 0$ ):

$$q_{VL} = \left( K_{vA} \cdot \frac{U^{V1}}{U_n} + K_{vin} \right) \cdot \sqrt{p_{HS} - p_A^{CP}} - K_{vin} \cdot \sqrt{p_A^{CP} - p_{LS}} \quad (4.3)$$

Para  $x^V < 0$  ( $U^{V1} < 0$ ):

$$q_{VL} = - \left( K_{vA} \cdot \frac{|U^{V1}|}{U_n} + K_{vin} \right) \cdot \sqrt{p_A^{CP} - p_{LS}} + K_{vin} \cdot \sqrt{p_{HS} - p_A^{CP}} \quad (4.4)$$

onde:

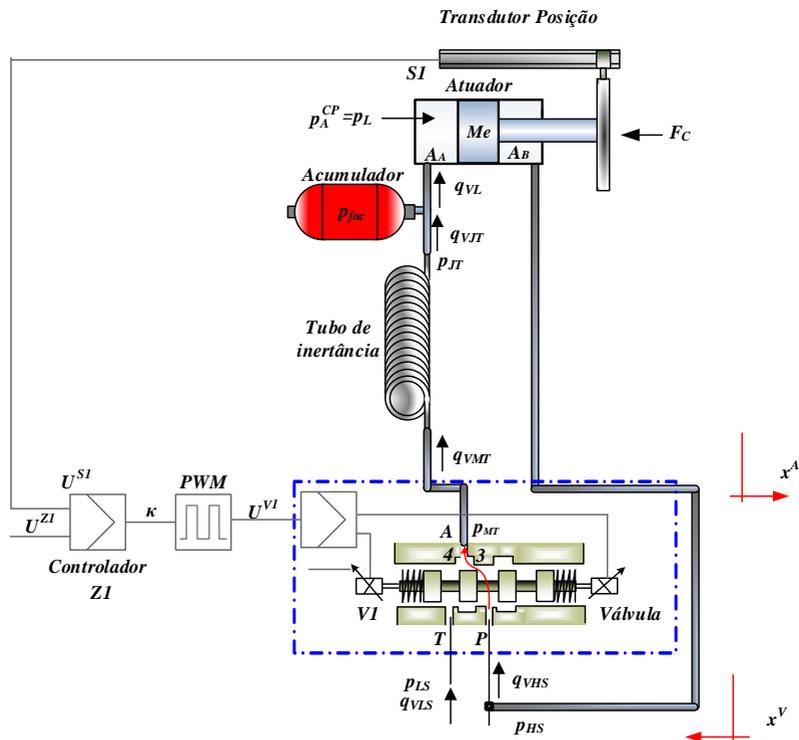
$q_{VL} \rightarrow$  vazão de carga na saída da válvula na via A [ $m^3/s$ ];

- $K_{vA}$  → coeficiente de vazão da via A [ $\text{m}^3/\text{s} \cdot \text{Pa}^{1/2}$ ];  
 $U_n$  → tensão nominal da válvula [V];  
 $U^{V1}$  → tensão da válvula [V];  
 $p_A^{CP}$  → pressão na câmara A [Pa];  
 $p_{HS}$  → alta pressão de suprimento [Pa];  
 $p_{LS}$  → baixa pressão de suprimento [Pa];  
 $K_{vin}$  → coeficiente de vazamento interno [ $\text{m}^3/\text{s} \cdot \text{Pa}^{1/2}$ ].

### 4.3.2 Modelo da válvula para o sistema digital

A Figura 4.5 mostra o sistema de posicionamento utilizando hidráulica digital onde a válvula é comandada por um sinal PWM, chaveando alternadamente as linhas de pressão de suprimento alta e pressão de suprimento baixa para a porta de trabalho A. A pressão na câmara A ( $p_A^{CP}$ ), que neste caso é igual à pressão de carga ( $p_L$ ), é controlada por meio da interação da válvula chaveada com a aceleração e desaceleração do fluido no interior do tubo de inércia.

Figura 4.5 - Sistema de posicionamento hidráulico digital.



Fonte: Adaptado de SZPAK (2009).

Para este sistema, o controlador recebe o sinal do transdutor de posição ( $U^{S1}$ ) e o compara com o sinal desejado ( $U^{Z1}$ ). A partir desta ação, o controlador calcula o ciclo de trabalho ( $\kappa$ ) para o gerador de sinal PWM, que gera o sinal modulado ( $U^{V1}$ ) para a válvula.

Para o sistema digital, o sinal enviado à válvula ( $U^{V1}$ ) assume apenas os valores 10 ou -10 V. Isto ocorre devido o sistema ser controlado por um sinal PWM, assim, a saída do sistema é modulada a partir do tempo em que cada um destes valores permanece ativo, dependendo do ciclo de trabalho.

Para  $x^V \geq 0$  ( $U^{V1} = 10$ ):

$$q_{VMT} = \left( K_{vA} \cdot \frac{U^{V1}}{U_n} + K_{vin} \right) \cdot \sqrt{p_{HS} - p_{MT}} + K_{vin} \cdot \sqrt{p_{LS} - p_{MT}}, \quad (4.5)$$

Para  $x^V < 0$  ( $U^{V1} = -10$ ):

$$q_{VMT} = \left( K_{vA} \cdot \frac{|U^{V1}|}{U_n} + K_{vin} \right) \cdot \sqrt{p_{LS} - p_{MT}} - K_{vin} \cdot \sqrt{p_{HS} - p_{MT}}, \quad (4.6)$$

onde:

$q_{VMT}$  → vazão a montante do tubo de inertância (saída da válvula na via A) [ $\text{m}^3/\text{s}$ ];

$K_{vA}$  → coeficiente de vazão da via A [ $\text{m}^3/\text{s} \cdot \text{Pa}^{1/2}$ ];

$U_n$  → tensão nominal da válvula [V];

$U^{V1}$  → tensão de controle [V];

$p_{MT}$  → pressão a montante do tubo de inertância [Pa];

$p_{HS}$  → alta pressão de suprimento [Pa];

$p_{LS}$  → baixa pressão de suprimento [Pa];

$K_{vin}$  → coeficiente de vazamento interno [ $\text{m}^3/\text{s} \cdot \text{Pa}^{1/2}$ ].

#### 4.4 MODELO DO TUBO DE INERTÂNCIA

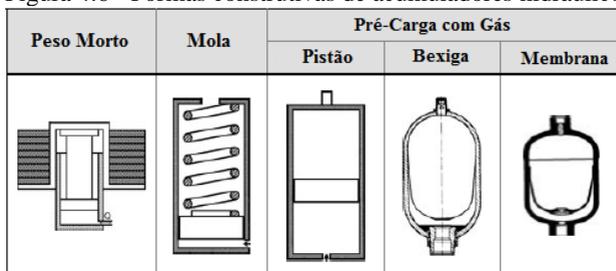
A modelagem do tubo de inertância foi feita seguindo o Método das Linhas de Transmissão (TLM – *Transmission Line Method*). Este método propõe um modelo matemático para avaliar os efeitos da propagação da onda de pressão em linhas de transmissão que podem ser importantes em determinados circuitos (KRUS *et al.*, 1994). Este método calcula os efeitos da pressão apenas nas extremidades da tubulação. Segundo Krus *et al.* (1994) o Método das Linhas de Transmissão apresenta boa precisão e baixo esforço computacional.

As equações que regem o modelo TLM propostas em Krus *et al.* (1994), que posteriormente foram aprimoradas em Johnston (2006) e Johnston (2012) estão mostradas no Anexo B.

## 4.5 MODELO DO ACUMULADOR HIDRÁULICO

Acumuladores hidráulicos são componentes bastante empregados em sistemas hidráulicos sendo uma das suas principais funções o armazenamento de energia (von LINSINGEN, 2013). Essa característica de armazenamento de energia deve-se ao fato da conservação da pressão do sistema através de forças externas atuantes, como força gravitacional em acumuladores de peso-morto, forças elásticas em acumuladores de mola e pneumáticas em acumuladores de bexiga ou membrana. A Figura 4.6 demonstra as principais formas construtivas de acumuladores hidráulicos.

Figura 4.6 - Formas construtivas de acumuladores hidráulicos.



Fonte: Adaptado de RABIE (2009).

A utilização de acumuladores hidráulicos não se restringe somente ao armazenamento de energia, podendo-se citar também (von LINSINGEN, 2013; RABIE, 2009; WATTON, 2009):

- Compensação de temperatura;
- Compensação de perda de carga;
- Amortecimento de choques hidráulicos;
- Amortecimento de pulsações de pressão;
- Diminuir o tamanho das bombas de alimentação.

Ledezma (2012) utiliza acumuladores como uma forma de redução do módulo de compressibilidade efetivo do fluido hidráulico ( $\beta_e$ ) em sistemas de controle de força.

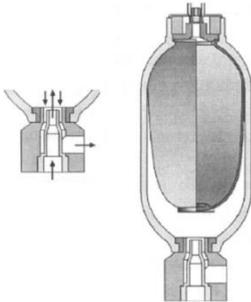
Em sistemas que utilizam hidráulica digital de chaveamento rápido, o acumulador tem como função o amortecimento da pulsação de

pressão gerada pelo chaveamento rápido da válvula entre dois níveis diferentes de pressão (alta pressão e baixa pressão). Este mesmo princípio também é aplicado para o amortecimento da pulsação gerada por bombas de pistões (von LINSINGEN, 2013) e em furação de rochas (IJAS, 2007).

Existem algumas soluções para a instalação de acumuladores com a função de amortecimento de pulsação, como pode-se citar a instalação através de uma conexão em T, onde uma parte da vazão é desviada para o acumulador e a outra para o sistema.

Outra solução é a utilização de um direcionador de escoamento, que obriga o fluido a passar por dentro do acumulador, direcionando a onda de pressão, o que favorece o efeito da absorção do gás no interior do acumulador (von LINSINGEN, 2013). A Figura 4.7 exemplifica a instalação de um direcionador de escoamento.

Figura 4.7 - Exemplo de instalação de direcionador de escoamento.

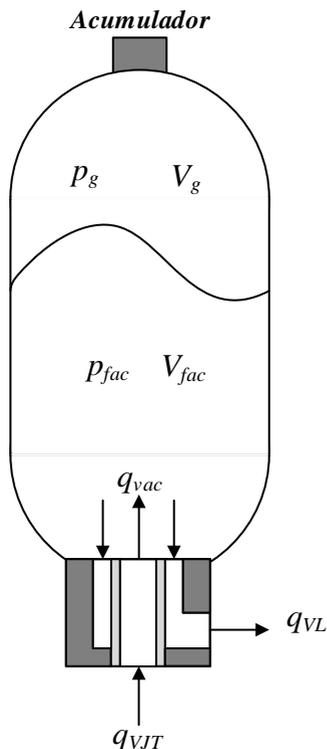


Fonte: Adaptado de von LINSINGEN (2013).

#### 4.5.1 Modelagem do acumulador hidráulico utilizando o direcionador de escoamento

A fim de amenizar os efeitos da pulsação de pressão, decorrente da característica do funcionamento dos sistemas que utilizam hidráulica de chaveamento rápido, foi elaborado um modelo de acumulador utilizando o direcionador de escoamento (GALLONI, 2015). A Figura 4.8 mostra um modelo esquemático das vazões que entram e saem do acumulador utilizando o direcionador de escoamento.

Figura 4.8 - Modelo esquemático das vazões de entrada e saída do acumulador.



Fonte: Elaborada pelo autor.

onde:

$q_{VL}$  → vazão de carga [ $\text{m}^3/\text{s}$ ];

$q_{vac}$  → vazão que entra no acumulador [ $\text{m}^3/\text{s}$ ];

$q_{vjt}$  → vazão a jusante do tubo [ $\text{m}^3/\text{s}$ ];

$V_{facu}$  → volume de fluido hidráulico no acumulador [ $\text{m}^3$ ];

$V_g$  → volume do gás no acumulador [ $\text{m}^3$ ];

$p_g$  → pressão do gás no acumulador [Pa];

$p_{facu}$  → pressão do fluido hidráulico no acumulador [Pa].

Aplicando a equação da continuidade no acumulador juntamente com o direcionador de escoamento tem-se:

$$q_{VJT} - q_{VL} = \frac{dV_{fac}}{dt} + \frac{V_{fac}}{\beta_e} \frac{dp_{fac}}{dt}. \quad (4.7)$$

Utilizando a relação para gases ideais (REBIE, 2009) é possível correlacionar a pressão e volume do gás com a pressão inicial do acumulador ( $p_o$ ) e seu volume inicial ( $V_o$ ), ou seja:

$$p_g^{1/\gamma} V_g = p_o^{1/\gamma} V_o, \quad (4.8)$$

onde  $\gamma$  é a relação de calores específicos que, para um processo adiabático é 1,4.

A pressão inicial também é definida como a pressão de pré-carga que, segundo fabricantes, deve ficar na faixa de 0.7 a 0.9 da pressão de trabalho do sistema.

O volume do gás pode ser escrito como:

$$V_g = V_o - V_{fac}. \quad (4.9)$$

Derivando-se a Equação (4.8) no tempo obtém-se:

$$\frac{dV_g}{dt} = -\frac{1}{\gamma} \frac{V_g (p_g)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} dp_g}{(p_g)^{1/\gamma}}. \quad (4.10)$$

A variação do volume do gás no interior do acumulador pode ser considerada, como o oposto da variação do volume de fluido dentro do acumulador ( $dV_g/dt = -dV_{fac}/dt$ ), logo a Equação (4.10) pode ser reescrita como:

$$\frac{dV_{fac}}{dt} = \frac{1}{\gamma} \frac{V_g (p_g)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} dp_g}{(p_g)^{1/\gamma}}. \quad (4.11)$$

Substituindo as equações (4.8) e (4.9) na Equação (4.11) e considerando que a pressão do gás é igual à pressão do fluido no acumulador ( $p_{fac} = p_g$ ), obtém-se a equação que correlaciona a variação do volume de fluido no interior do acumulador em função da variação de pressão do fluido:

$$\frac{dV_{fac}}{dt} = \frac{1}{\gamma} \frac{(V_0 - V_{fac})^{\gamma+1}}{p_o V_o^\gamma} \frac{dp_{fac}}{dt}. \quad (4.12)$$

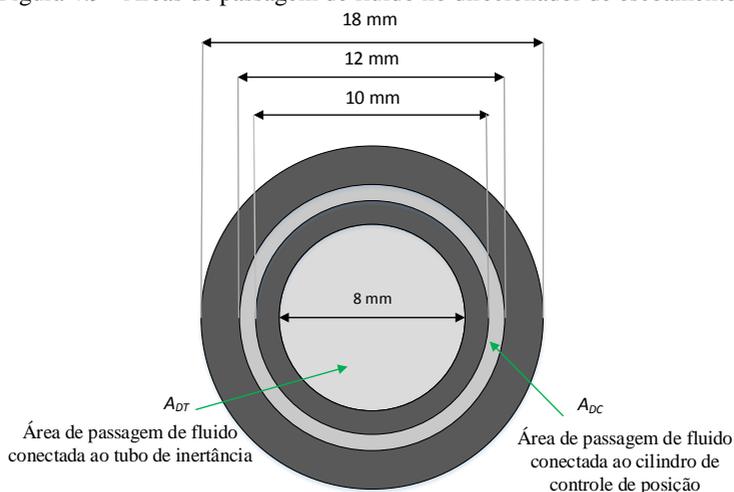
Assim a Equação (4.7) pode ser reescrita como:

$$q_{VJT} - q_{VL} = \frac{1}{\gamma} \frac{(V_0 - V_{fac})^{\gamma+1}}{p_o V_o^\gamma} \frac{dp_{fac}}{dt} + \frac{V_{fac}}{\beta_e} \frac{dp_{fac}}{dt}, \quad (4.13)$$

$$q_{VJT} - q_{VL} = \left( \frac{1}{\gamma} \frac{(V_0 - V_{fac})^{\gamma+1}}{p_o V_o^\gamma} + \frac{V_{fac}}{\beta_e} \right) \frac{dp_{fac}}{dt}. \quad (4.14)$$

O direcionador de escoamento possui internamente dois tubos concêntricos, onde o tubo interno é conectado na saída do tubo de inércia e o tubo externo é conectado na câmara A do cilindro de controle de posição. A Figura 4.9 mostra uma visão de topo das áreas de passagem de fluido no interior do direcionador de escoamento.

Figura 4.9 - Áreas de passagem de fluido no direcionador de escoamento.



Fonte: Elaborada pelo autor.

A partir da equação de Bernoulli, a vazão que sai do direcionador pode ser escrita como:

$$q_{VL} = c_d A_{DC} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{fac} - p_L)}, \quad (4.15)$$

onde:

$cd$  → coeficiente de descarga;

$A_{DC}$  → área conectada ao cilindro de controle de posição [ $m^2$ ];

$p_L$  → pressão de carga na câmara A do cilindro de posição [Pa].

$\rho$  → massa específica do fluido hidráulico [ $kg/m^3$ ].

Assim, a variação da pressão de fluido no direcionador de escoamento pode ser expressa pela Equação (4.16):

$$\frac{dp_{fac}}{dt} = \frac{q_{VJT} - cdA_{DC} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{fac} - p_L)}}{\frac{1}{\gamma} \frac{(V_0 - V_{fac})^{\gamma+1}}{V_0^\gamma} \frac{1}{p_0} + \frac{V_{fac}}{\beta_e}}. \quad (4.16)$$

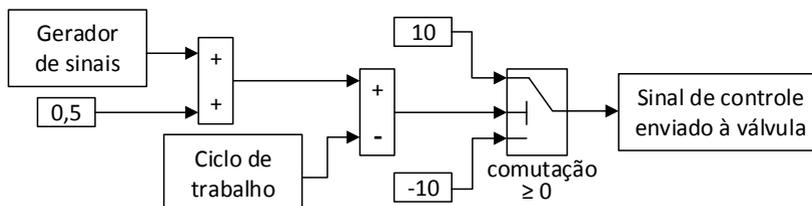
#### 4.5.2 Sinal PWM

Para o sistema hidráulico digital, a válvula é acionada através de um sinal do tipo PWM, onde um sinal em tensão é enviado para a válvula para que a mesma abra e feche totalmente a uma determinada frequência. O tempo em que a válvula permanece totalmente aberta ou fechada em um determinado período pode ser selecionado através da variação do ciclo de trabalho. Locateli (2011) utiliza este tipo de sinal para a comutação de válvula pneumáticas *on/off* utilizadas em um sistema de posicionamento eletropneumático.

Conforme implementado em Locateli (2011), o sinal PWM é gerado por meio de um gerador de sinais do tipo dente de serra em uma determinada frequência, que é convertida em um sinal de 0 a 1 através da soma de uma constante de valor 0,5. A partir disso, o sinal é subtraído do ciclo de trabalho e então enviado ao bloco de comutação. Se o sinal resultante for positivo, a válvula é desligada, e se a resultante for negativa, a válvula é acionada. Porém, a válvula utilizada neste trabalho apresenta um sinal de controle que pode variar de -10 a 10 V para um deslocamento do carretel de -100 a +100%, respectivamente. Portanto, o

modelo do gerador de sinal PWM sofre uma modificação para que o sinal enviado à válvula tenha amplitude de -10 a 10 V conforme mostrado na Figura 4.10.

Figura 4.10 - Modelo em Simulink modificado para um gerador de sinal PWM.

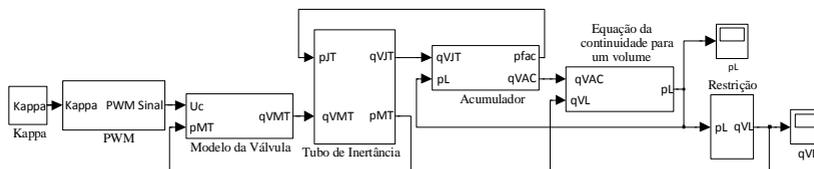


Fonte: Adaptado de LOCATELI (2011).

#### 4.6 MODELO DO SISTEMA EM MALHA ABERTA

A partir das equações que modelam cada componente do sistema de posicionamento digital, um modelo em malha aberta foi elaborado com a finalidade de verificar seu desempenho no controle de pressão. Para este modelo, o mesmo tem como entrada o ciclo de trabalho e como saída a pressão controlada. A Figura 4.11 mostra um diagrama de blocos do sistema em malha aberta.

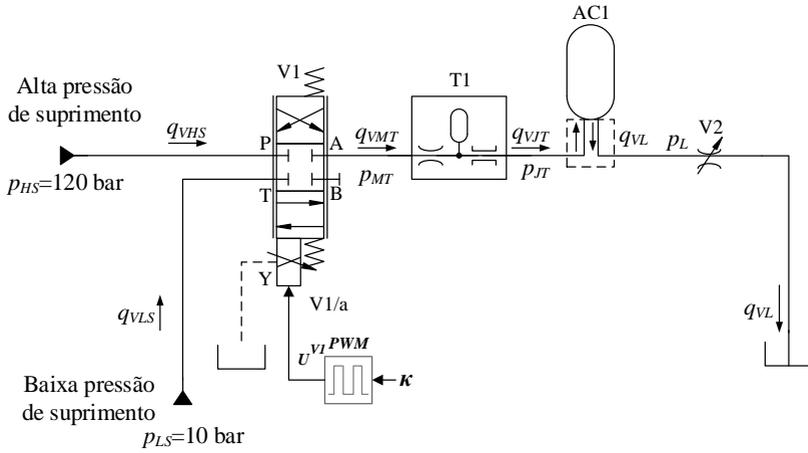
Figura 4.11 - Diagrama de blocos do sistema em malha aberta.



Fonte: Elaborada pelo autor.

A Figura 4.12 mostra o circuito hidráulico do sistema equivalente ao modelo em estudo.

Figura 4.12 - Circuito hidráulico do sistema em malha aberta.



Fonte: Elaborada pelo autor.

## 5. BANCADA EXPERIMENTAL

Neste capítulo será apresentado o detalhamento da bancada experimental de controle de ângulo de passo em turbinas eólicas utilizada no desenvolvimento deste trabalho em conjunto com o sistema de controle digital. Este capítulo está estruturado em quatro seções onde a seção 5.1 apresenta uma breve introdução sobre a bancada. Na seção 5.2 é feita a apresentação do sistema de controle de força. A seção 5.3 apresenta o sistema de controle de ângulo de passo com o detalhamento de cada componente da bancada e a seção 5.4 mostra o sistema de aquisição de dados.

### 5.1 INTRODUÇÃO

No Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos (LASHIP) da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), foi desenvolvida uma bancada experimental com a finalidade da realização de estudos experimentais na área de energia eólica. Esta bancada foi desenvolvida durante a dissertação de mestrado de Facundo Gonzalez (GONZALEZ, 2012), onde foi estudado o controle do ângulo de passo de turbinas eólicas sobre diferentes condições de carregamento e, posteriormente utilizada no Trabalho de Conclusão de Curso do autor da presente dissertação (NOSTRANI, 2012), onde a bancada recebeu um reforço em sua estrutura com o intuito de aumentar o carregamento que pode ser imposto pelo sistema de forças. A bancada é mostrada na Figura 5.1.

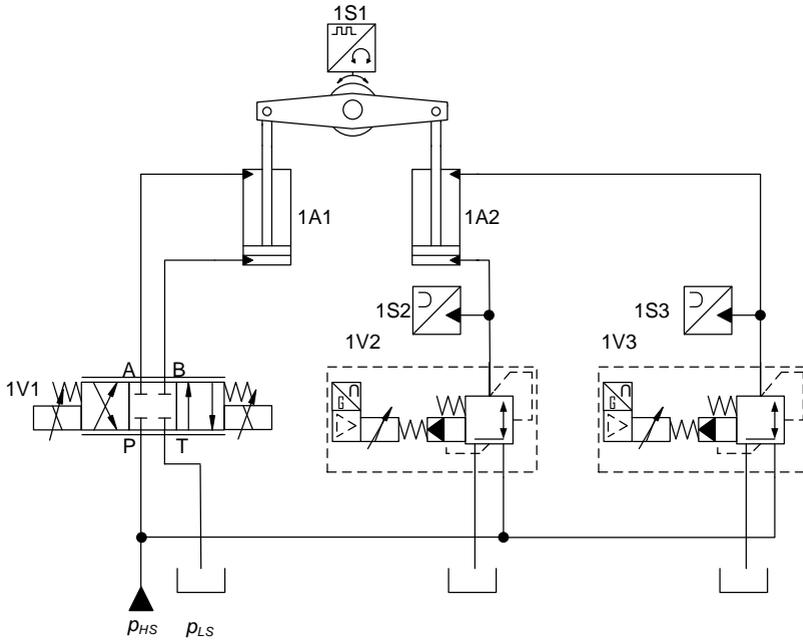
Figura 5.1 - Bancada de controle de ângulo de passo em turbinas eólicas.



Fonte: NOSTRANI (2012).

A Figura 5.2 mostra o circuito hidráulico original da bancada onde o controle de posição era feito por uma válvula proporcional ATOS-DHZO-TE-071\_L5/I 40 instalada em uma configuração de 4 vias, e a Tabela 5.1 mostra a descrição dos componentes que existiam na bancada anteriormente à instalação do sistema digital.

Figura 5.2 - Circuito hidráulico original da bancada.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Tabela 5.1 - Componentes da bancada antes da instalação do sistema digital.

Cilindro Assimétrico de dupla ação BOSCH modelo: CDT3MT4/80/56/500/Z/1X/B11HFDTWW - XV=250mm	1A1
Cilindro Assimétrico de dupla ação BOSCH modelo: CDT3MT4/80/56/500/Z/1X/B11HFDTWW - XV=250mm	1A2
Válvula proporcional direcional ATOS modelo: DHZO-TE-071-L5/I 40	1V1
Válvula proporcional redutora de pressão BOSCH modelo: DREBE6X-1X/175MG24K31A1M	1V2
Válvula proporcional redutora de pressão BOSCH modelo: DREBE6X-1X/175MG24K31A1M	1V3
Encoder Incremental VEEDER ROOT modelo: B58N2048D8BA50	1S1
Transmissor de pressão HBM modelo: P2VA1 200 bar	1S2
Transmissor de pressão HBM modelo: P2VA1 200 bar	1S3

Fonte. Gonzalez (2012).

A operação da bancada originalmente ocorre quando, ao ser aplicado um valor de força desejado, a mesma é convertida para os valores de pressão que devem ser aplicadas nas câmaras A e B do cilindro de força 1A2. As pressões são atingidas a partir do acionamento das válvulas redutoras de pressão 1V2 e 1V3. Os valores das pressões são posteriormente realimentados para o sistema de controle de força pelos transmissores de pressão 1S2 e 1S3.

A partir disso, esta força é transmitida até o cilindro de controle de posição 1A1 através da haste que os une, fazendo o papel de simular a pá da turbina eólica. Com isso o cilindro de controle de posição deve suportar a força nele imposta e manter a posição do ângulo de passo desejada. A posição é realimentada para o sistema de controle através do encoder incremental 1S1.

A partir do momento em que se deseja mudar a posição do ângulo de passo, para uma nova posição, o sistema de controle de força atua nas válvulas redutoras de pressão com o intuito de manter a força desejada constante.

## 5.2 SISTEMA DE CONTROLE DE FORÇA

O sistema de controle de força da bancada, como mencionado anteriormente, é formado por duas válvulas redutoras de pressão 1V2 e 1V3 e por dois transmissores de pressão. A partir da Figura 5.3 segundo Gonzalez (2012), a força gerada pelo cilindro de força pode ser calcula-

da pela diferença de pressão nas câmaras do cilindro e de sua razão de áreas pela Equação (5.1).

$$F_c = \left( \frac{p_B^{CF}}{r_A} - p_A^{CF} \right) A_A^{CF} - F_{at}^{CF}, \quad (5.1)$$

onde:

$F_c$  → força controlada [N];

$A_A^{CF}$  → área da câmara A do cilindro de controle de força [m<sup>2</sup>];

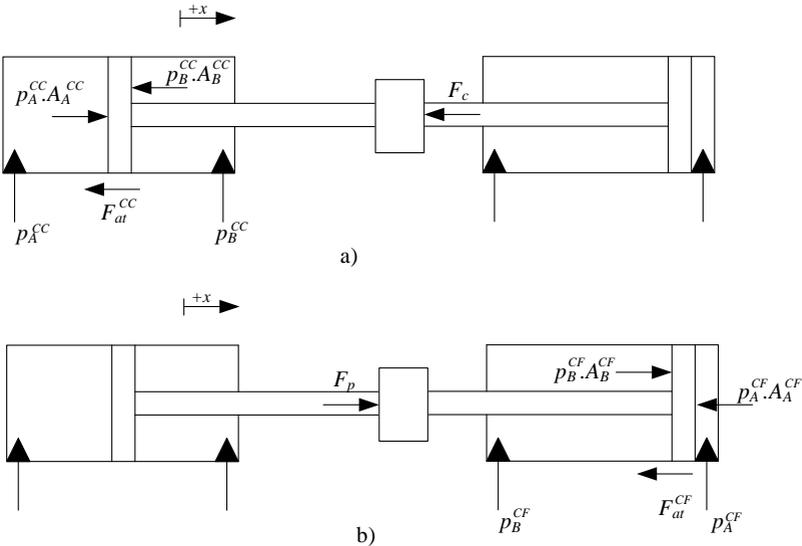
$p_A^{CF}$  → pressão na câmara A do cilindro de controle de força [Pa];

$p_B^{CF}$  → pressão na câmara B do cilindro de controle de força [Pa];

$r_A$  → razão de áreas do cilindro de controle de força [1];

$F_{at}^{CF}$  → força de atrito do cilindro de força [N].

Figura 5.3 - Diagrama de corpo livre: a) Cilindro de controle de posição; b) Cilindro de controle de força.



Fonte: Adaptado de GONZALEZ (2012).

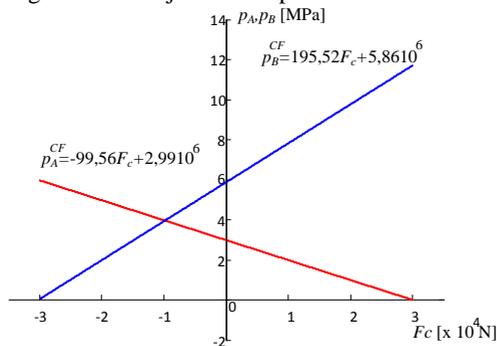
Segundo Gonzalez (2012), o cálculo das pressões necessárias em cada câmara do cilindro de força em função da força desejada pode ser obtido através das equações (5.2) e (5.3).

$$p_A^{CF} = -99,56F_c + 2,9910^6, \quad (5.2)$$

$$p_B^{CF} = 194,52F_c + 5,8610^6. \quad (5.3)$$

A representação gráfica das equações (5.2) e (5.3) está mostrada na Figura 5.4.

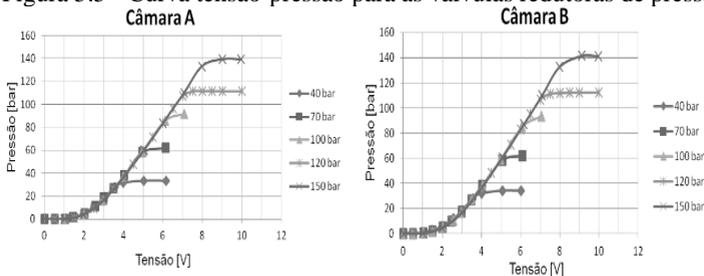
Figura 5.4 - Trajetória das pressões no cilindro de força.



Fonte: Adaptado de GONZALEZ (2012).

Para o correto funcionamento do sistema de controle de força, no trabalho de Gonzalez (2012) foram realizados experimentos com o intuito de verificar as características comportamentais das válvulas redutoras de pressão. Com isso, foram levantadas as curvas tensão por pressão regulada, com diferentes pressões de suprimento para ambas as válvulas. Os resultados obtidos são mostrados na Figura 5.5.

Figura 5.5 - Curva tensão-pressão para as válvulas redutoras de pressão.



Fonte: Adaptado de GONZALEZ (2012).

Os resultados para uma pressão de suprimento de 120 bar estão mostrados na Tabela 5.2.

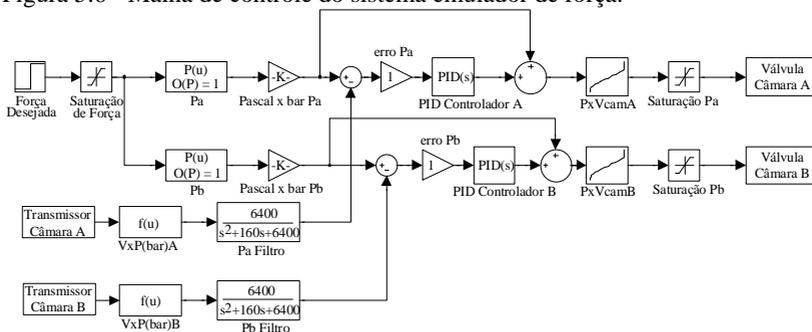
Tabela 5.2 - Tensão-pressão para as câmaras A e B para pressão de suprimento de 120 bar.

CÂMARA A		CÂMARA B	
$U_A^{CF}$ [V]	$P_A^{CF}$ [bar]	$U_B^{CF}$ [V]	$P_B^{CF}$ [bar]
0	0	0	0
0,5	0	0,5	0
1	0,21	1	0,21
1,5	1,26	1,5	1,68
2	4,21	2	4,63
2,5	9,26	2,5	10,10
3	16,84	3	17,47
3,5	26,10	3,5	26,52
4	36,42	4	36,84
4,5	48,00	4,5	48,00
5	59,57	5	59,15
5,5	71,57	5,5	70,73
6	83,78	6	82,94
6,5	96,42	6,5	94,84
7	107,36	7	106,73
7,5	111,15	7,5	111,15
8	111,57	8	111,78
8,5	111,58	8,5	112,21
9	111,58	9	112,21
10	111,58	10	112,21

Fonte: Adaptado de GONZALEZ (2012).

Com os dados do comportamento das válvulas reguladoras de pressão e as curvas de pressão nas câmaras do cilindro de força, foi possível formular o sistema de controle de forças. A Figura 5.6 mostra a malha de controle utilizada na bancada.

Figura 5.6 - Malha de controle do sistema emulador de força.



Fonte: Adaptado de GONZALEZ (2012).

Ao ser aplicado um valor de força ao sistema, a mesma é convertida nos valores necessários de pressão em cada câmara do cilindro de força. Posteriormente a unidade da pressão é convertida de Pascal para bar e então seu valor é comparado com o medido pelo transmissor de pressão, gerando um erro. O erro gerado pela diferença da pressão medida pela desejada é então enviado para o controlador PID. Segundo Gonzalez (2012), devido às válvulas trabalharem com um sinal de 0 a 10 V, é necessário a adição de um sinal direto sem passagem pelo controlador, assim o controlador PID atuará sobre um incremento de pressão que será somado ao sinal de referência. Em seguida, o valor de pressão desejado é convertido em um sinal de tensão para a válvula redutora de pressão.

### 5.3 SISTEMA DE CONTROLE DE POSIÇÃO

O sistema de controle de posição da bancada, como mencionado anteriormente, era composto de uma válvula direcional proporcional ATOS da série DHZO-TE-071-L5/I 40. Esta válvula apresenta uma vazão de 75 L/min a uma diferença de pressão de 70 bar correspondendo a um coeficiente de vazão ( $k_v$ ) de 8,96 L/min/bar<sup>1/2</sup> e tempo de resposta de aproximadamente de 15 ms para um deslocamento do carretel de 0 a 100%. Esta válvula atendia os requisitos do sistema, mas devido ao seu alto tempo de resposta ela foi substituída, pois impossibilitaria a realização dos experimentos com sinal PWM devido ao fato da válvula precisar trabalhar de -100 a 100% de deslocamento do carretel, o que originaria um tempo de resposta de 30 ms.

Assim, esta válvula foi substituída por uma válvula direcional proporcional PARKER da série D1FPE50MA9NB01 que apresenta uma

vazão máxima de 40 L/min a uma diferença de pressão de 70 bar ( $k_v = 4,78 \text{ L/min/bar}^{1/2}$ ) e tempo de resposta de 3,5 ms para um deslocamento do carretel de 0 a 100%. Devido o sistema digital trabalhar com um sinal do tipo PWM trabalhando com a amplitude do movimento do carretel de -100 a 100%, ou seja, o carretel da válvula atinge ambos os extremos de seu deslocamento, o tempo de resposta total da válvula é dobrado resultando em um valor de 7 ms.

A partir do tempo de resposta da válvula, foram feitas simulações com frequências de chaveamento de 8 e 40 Hz, a fim de verificar em quais ciclos de trabalho a válvula atingiria sua máxima abertura e fechamento. Os resultados estão na Tabela 5.3.

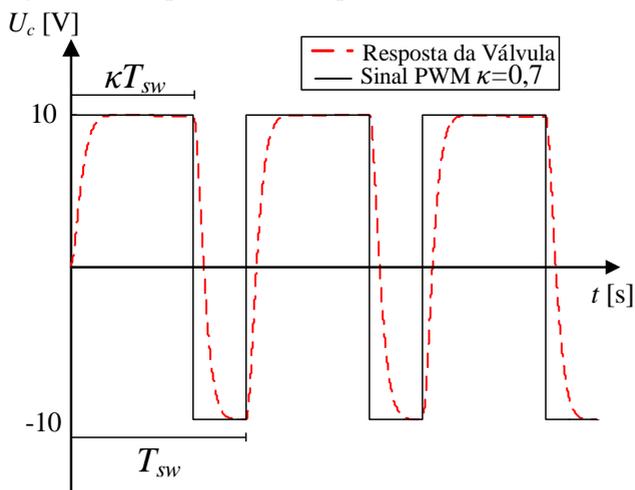
Tabela 5.3 - Tempos de respostas para diferentes frequências.

Frequência de Chaveamento			Tempo de Resposta da Válvula	
$f_{sw} = 8 \text{ Hz}$			$t_r = 0,007s$	
Ciclo de Trabalho $\kappa$ [1]	Tempo Associado ao ciclo de Trabalho $\kappa T_{sw}$ [s] -100 a 100%		Tempo Associado ao Ciclo de Trabalho $\kappa T_{sw}$ [s] 100 a -100%	
0,1	0,0125	Aprovado	0,1125	Aprovado
0,2	0,025	Aprovado	0,1	Aprovado
0,3	0,0375	Aprovado	0,0875	Aprovado
0,4	0,05	Aprovado	0,075	Aprovado
0,5	0,0625	Aprovado	0,0625	Aprovado
0,6	0,075	Aprovado	0,05	Aprovado
0,7	0,0875	Aprovado	0,0375	Aprovado
0,8	0,1	Aprovado	0,025	Aprovado
0,9	0,1125	Aprovado	0,0125	Aprovado
1	0,125	Aprovado	0	Reprovado
Frequência de Chaveamento			Tempo de Resposta da Válvula	
$f_{sw} = 40 \text{ Hz}$			$t_r = 0,007s$	
Ciclo de Trabalho $\kappa$ [1]	Tempo Associado ao ciclo de Trabalho $\kappa T_{sw}$ [s] -100 a 100%		Tempo Associado ao Ciclo de Trabalho $\kappa T_{sw}$ [s] 100 a -100%	
0,1	0,0025	Reprovado	0,0225	Aprovado
0,2	0,005	Reprovado	0,02	Aprovado
0,3	0,0075	Aprovado	0,0175	Aprovado
0,4	0,01	Aprovado	0,015	Aprovado
0,5	0,0125	Aprovado	0,0125	Aprovado
0,6	0,015	Aprovado	0,01	Aprovado
0,7	0,0175	Aprovado	0,0075	Aprovado
0,8	0,02	Aprovado	0,005	Reprovado
0,9	0,0225	Aprovado	0,0025	Reprovado
1	0,025	Aprovado	0	Reprovado

Fonte: Elaborada pelo autor.

A Tabela 5.3 mostra que para ambas as frequências utilizadas, a válvula atinge a sua máxima abertura e fechamento para ciclos de trabalho entre 30 e 70%. No entanto, para a frequência de 40 Hz, a válvula não consegue abrir completamente para ciclos de trabalho de 10 e 20% e não atinge o seu completo fechamento para ciclos de trabalho entre 80 e 100%. A Figura 5.7 mostra uma representação da resposta da válvula para um sinal em PWM

Figura 5.7 - Resposta da válvula para um sinal PWM.

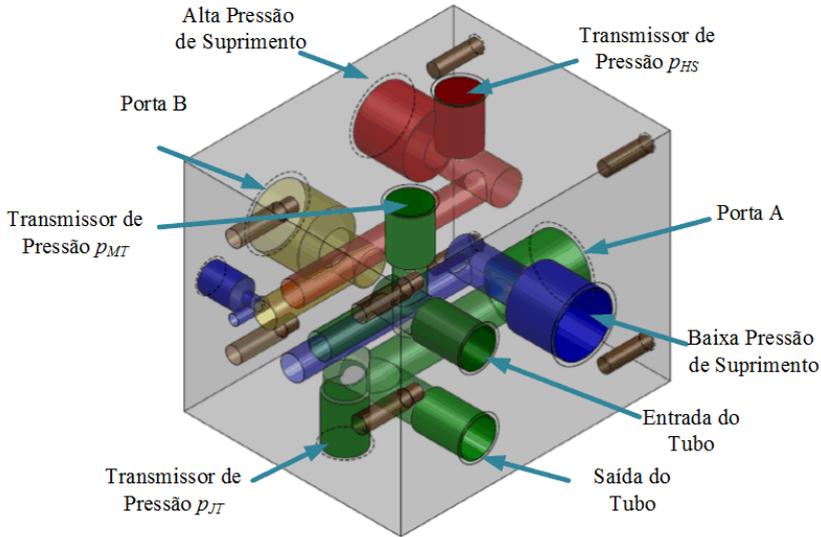


Fonte: Elaborada pelo autor.

Embora a válvula não atinja sua máxima abertura e fechamento para todos os valores de ciclo de trabalho, seu uso para frequência de 40 Hz se justifica devido ao fato do sistema de posicionamento trabalhar em valores médios de ciclos de trabalho na faixa de 0,3 a 0,6.

### 5.3.1 Circuito hidráulico da bancada.

Visando a modificação da bancada para a implementação do sistema digital, com a possibilidade de converter a bancada para o sistema convencional com facilidade, foi projetado um bloco *manifold* de modo a garantir uma montagem compacta e de fácil troca entre os sistemas. Uma vista do bloco é mostrada na Figura 5.8.

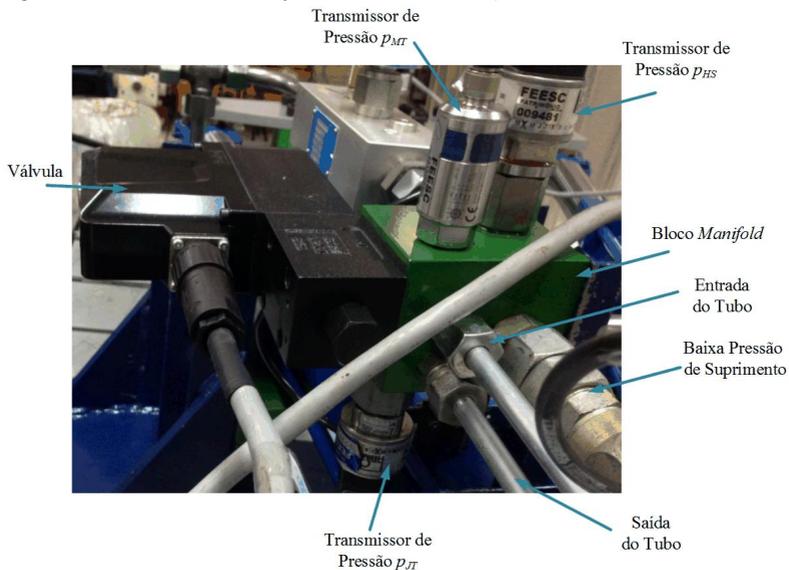
Figura 5.8 - Projeto do bloco *manifold*.

Fonte: Elaborada pelo autor.

Para a aplicação do sistema de posicionamento hidráulico convencional, é possível a adoção de configurações válvula-cilindro de 4 ou 3 vias. Para a configuração de 4 vias, basta ligar a porta B à câmara B do cilindro de posição, neste caso, a pressão da câmara B ( $p_B^{cp}$ ) é controlada pela válvula proporcional. No caso de uma ligação de 3 vias, a porta B da válvula é bloqueada e a câmara B do cilindro é ligada diretamente a alta pressão de suprimento, esta última adotada neste trabalho.

Para a conversão entre o sistema digital e o sistema convencional, foram acrescentadas ao bloco duas saídas onde é possível a instalação do tubo de inércia ou não. No caso do sistema convencional, a entrada e saída do tubo são apenas interconectadas diretamente. A instalação do bloco pode ser vista na Figura 5.9.

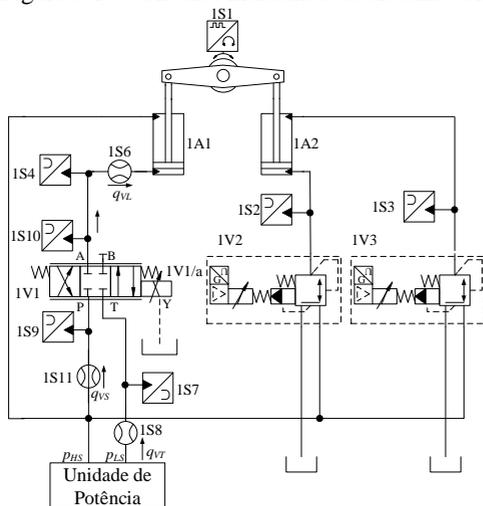
Figura 5.9 - Vista da instalação do bloco na manifold bancada.



Fonte: Elaborada pelo autor.

A Figura 5.10 mostra o circuito hidráulico para o sistema convencional.

Figura 5.10 - Circuito hidráulico do sistema convencional da bancada.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Tabela 5.4 - Componentes da bancada sistema convencional.

Cilindro Assimétrico de dupla ação BOSCH modelo: CDT3MT4/80/56/500/Z/1X/B11HFDTWW - XV=250 mm	1A1
Cilindro Assimétrico de dupla ação BOSCH modelo: CDT3MT4/80/56/500/Z/1X/B11HFDTWW -XV=250 mm	1A2
Válvula proporcional direcional Parker D1FPE50MA9NB01	1V1
Válvula proporcional redutora de pressão Bosch DREBE6X-1X/175MG24K31A1M	1V2
Válvula proporcional redutora de pressão Bosch DREBE6X-1X/175MG24K31A1M	1V3
Encoder Incremental VEERDER ROOT B58N2048D8BA50	1S1
Transmissor de pressão HBM P2VA1 200 bar	1S2
Transmissor de pressão HBM P2VA1 200 bar	1S3
Transmissor de pressão HBM P15RVA1 200 bar	1S4
Transmissor de vazão Webtec CT 60	1S6
Transmissor de pressão Zürich PSI-420	1S7
Transmissor de vazão Webtec CT 60	1S8
Transmissor de pressão HBM P15RVA1 200 bar	1S9
Transmissor de pressão HBM P2VA1 500 bar	1S10
Transmissor de vazão Webtec CT 150	1S11

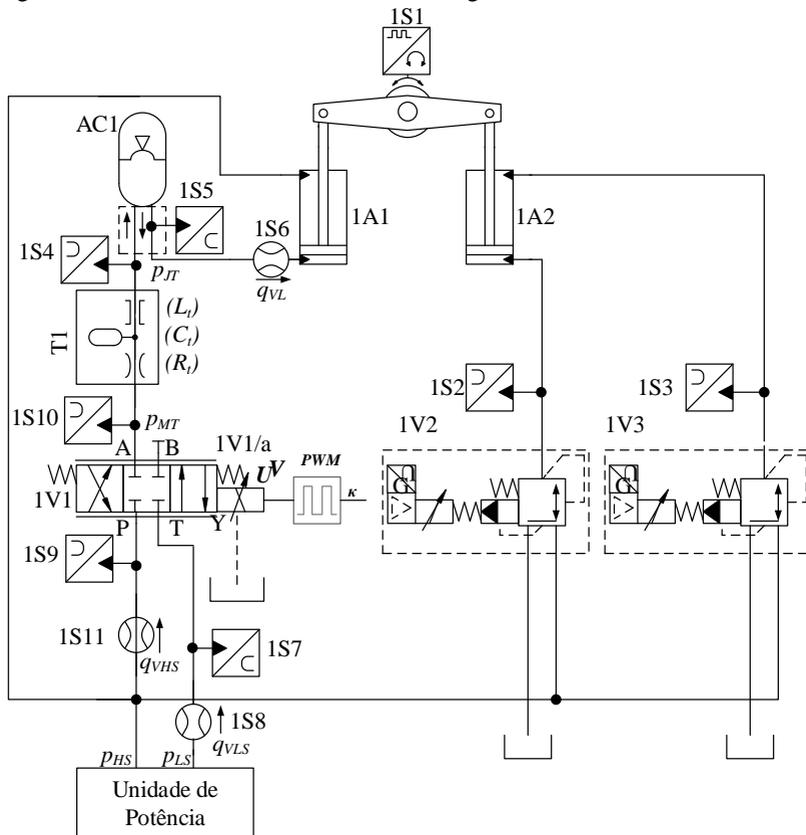
Fonte: Elaborada pelo autor.

Para a bancada modificada com o sistema digital, foram acrescentados vários sensores com o intuito de verificar o comportamento das vazões e pressões do sistema. Os sensores 1S6, 1S7 e 1S11 foram instalados de modo a medir a vazão de carga, a baixa vazão de suprimento e a alta vazão de suprimento, respectivamente. O sensor 1S9 mede a alta pressão de suprimento que está ajustada em 120 bar (12 MPa) onde é regulada pelo sistema de alimentação 2 da UPCH (Unidade de Potência e Condicionamento Hidráulico). A UPCH apresenta duas unidades de alimentação principais nas quais, cada uma com uma bomba de pistões com capacidade de 50 L/min. O sensor 1S7 mede a baixa pressão de suprimento ajustada em 10 bar (1 Mpa) pela alimentação 1 da UPCH.

Os sensores 1S10 e 1S4 medem respectivamente, a pressão a montante do tubo e a pressão de carga na câmara A do cilindro de posição 1A1. Os sensores 1S2 e 1S3 medem a pressão nas câmaras A e B do cilindro de força, pressões essas que são controladas pelas válvulas redutoras de pressão 1V2 e 1V3, respectivamente.

Para a instalação do circuito hidráulico digital, foi acrescentada à bancada o direcionador de escoamento, um acumulador de pressão AC1 que atenua os picos de pressão inerentes ao chaveamento da válvula, o tubo de inércia e o sensor 1S5 (HBM P2VA1 200 bar) que neste caso é o responsável pela medição da pressão de carga. O circuito hidráulico para o sistema digital é mostrado na Figura 5.11.

Figura 5.11 - Circuito hidráulico do sistema digital da bancada.



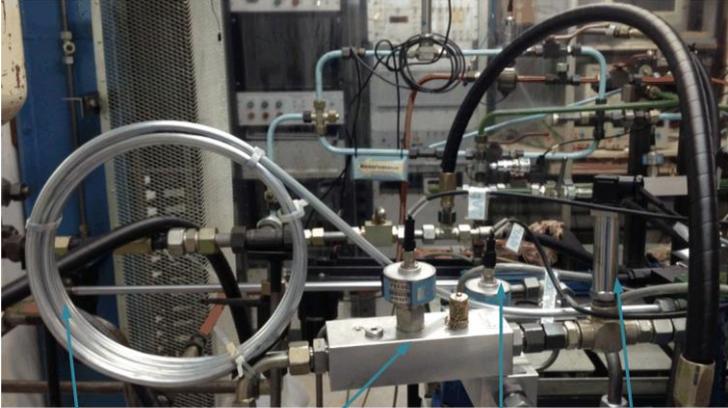
Fonte: Elaborada pelo autor.

Para o sistema digital, o sensor 1S10 mede a pressão a montante do tubo de inércia e o sensor 1S4 a pressão a jusante.

A montagem do tubo de inércia foi feita de maneira a proporcionar uma instalação com o menor espaço possível, com isso o mesmo

foi conformado formando uma espiral. A Figura 5.12 mostra a instalação do tubo de inércia juntamente com os sensores 1S7, 1S8 e 1S6.

Figura 5.12 - Tubo de inércia.



Tubo de Inércia

Transmissor de  
Vazão  $q_{VLS}$  (1S8)

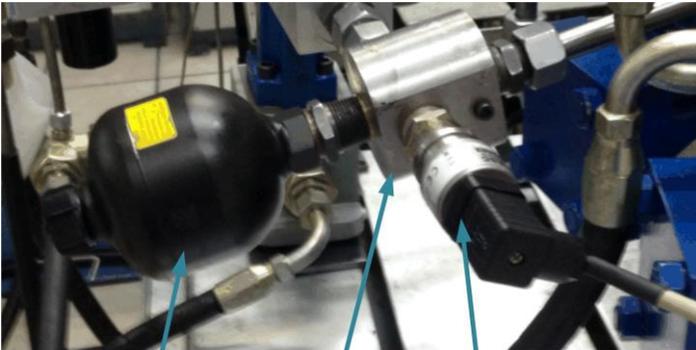
Transmissor de  
Vazão  $q_{VL}$  (1S6)

Transmissor de  
Pressão  $p_{LS}$  (1S7)

Fonte: Elaborada pelo autor.

A instalação do acumulador hidráulico e do direcionador de escoamento é mostrada na Figura 5.13.

Figura 5.13 - Instalação do acumulador hidráulico e do direcionador de escoamento.



Acumulador AC1

Direcionador  
de Escoamento

Transmissor de  
Pressão  $p_L$  (1S5)

Fonte: Elaborada pelo autor.

O acumulador hidráulico está com a pressão de pré-carga ajustada em 50 bar (5 MPa). Este valor foi escolhido devido ao fato de o cilindro de controle de posição ter uma razão de áreas de 2:1 e estar configurado em um sistema de 3 vias com a sua câmara B ligada diretamente à alta pressão de suprimento. Portanto, para o sistema permanecer em repouso sem carregamento, e desconsiderando as forças de atrito presentes, a pressão na câmara A deve ser a metade da pressão da câmara B, ou seja 60 bar (6 MPa). O volume do acumulador é de 0,320 L, valor este escolhido com base nos resultados obtidos pelo modelo a parâmetros concentrados em regime transiente.

### 5.3.2 Transmissores de pressão

Os transmissores de pressão utilizados foram instalados de maneira a medir todas as pressões necessárias para a caracterização da bancada. Os transmissores de pressão HBM modelo P2VA1 200 utilizados para a realimentação do sistema de controle de força segundo Gonzalez (2012), apresentavam um sinal de saída de 0,5 a 10 V, mas durante os experimentos apresentaram uma diferença de valor de 0,5 V para 0 bar a qual foi corrigida segundo as equações da Tabela 5.5.

Tabela 5.5 - Equações dos transmissores de pressão do cilindro de força.

Componente	Equação
Transmissor Câmara A	$p_A^{CF} [\text{bar}] = \frac{(U_{med}^{1S2} [\text{V}] - 0,518)}{0,0474}$
Transmissor Câmara B	$p_B^{CF} [\text{bar}] = \frac{(U_{med}^{1S3} [\text{V}] - 0,518)}{0,0474}$

Fonte: Adaptado de GONZALEZ (2012).

Além dos transmissores de pressão utilizados no sistema de controle de força, foram adicionados mais cinco transmissores para o sistema de controle de posição. Os transmissores HBM P15RVA1 com faixa de medição de 200 e 500 bar e o transmissor de pressão Zürich PSI-420 com faixa de medição de até 100 bar possuem sinal de saída de 0 a 10 V. O transmissor P2VA1 500 com faixa de medição de até 500 bar possui sinal de saída de 0,5 a 10 V. As equações dos transmissores do cilindro de posição estão descritas na Tabela 5.6.

Tabela 5.6 - Equações dos transmissores de pressão do cilindro de posição.

Componente	Equação
HBM P15RVA1 200 bar (1S4)	$p_{JT} = \frac{U_{med}^{1S4} 200}{10}$
HBM P15RVA1 200 bar (1S5)	$p_L = \frac{U_{med}^{1S5} 200}{10}$
Zürich PSI-420 (1S7)	$p_{LS} = \frac{U_{med}^{1S7} 100}{10}$
HBM P15RVA1 200 bar (1S9)	$p_{HS} = \frac{U_{med}^{1S9} 200}{10}$
HBM P2VA1 500 (1S10)	$p_{MT} = \frac{U_{med}^{1S10} 1000}{19} - \frac{500}{19}$

Fonte: Elaborada pelo autor.

### 5.3.3 Transmissores de vazão

Os transmissores de vazão utilizados na bancada são do fabricante Webtec modelo CT do tipo turbina. Estes transmissores têm um sinal de saída de 0 a 5 V e possuem faixa de medição de 60 L/min para os sensores 1S6 e 1S8 e 150 L/min para o sensor 1S11, todos eles disponíveis no laboratório. Sua instalação foi planejada de maneira a medir as três principais vazões do sistema que são a alta vazão de suprimento, a baixa vazão de suprimento e a vazão de carga. Estes transmissores podem medir a vazão bidirecionalmente, no entanto, o sinal entregue por eles é sempre positivo independentemente do sentido da vazão. Para sanar este efeito, os sinais gerados pelos transmissores foram corrigidos através da malha de controle. Para o sistema convencional, a alta vazão de suprimento sempre apresenta sinal positivo, portanto seu sinal não foi alterado. Porém, a vazão de carga possui sinal positivo quando o cilindro de posição avança e negativo para o retorno, então o sinal da vazão foi multiplicado por 1 quando o sinal enviado para a válvula era positivo e -1 quando o sinal era negativo. A baixa vazão de suprimento é sempre negativa, portanto, seu sinal foi multiplicado por -1 quando o sinal de controle era negativo.

Todavia, para o sistema digital o sentido da baixa vazão de suprimento varia, devido à sucção de fluido pela massa de fluido no interior do tubo de inércia. Neste caso, o sinal das vazões foi multiplicado por 1 ou -1 conforme a diferença de pressões, ou seja para a baixa vazão de suprimento seu sinal era multiplicado por -1 quando a diferença de pressão entre os transmissores de pressão 1S7 e 1S10 era negativa. Este mesmo princípio foi aplicado para a vazão de carga utilizando os senso-

res 1S4 e 1S10 e alta vazão de suprimento com os sensores 1S9 e 1S10. Apesar dos transmissores de vazão do tipo turbina utilizados nos ensaios terem boa precisão em regime permanente, devido a sua forma construtiva, não permitem medir variações dinâmicas muito rápidas. As equações dos transmissores de vazão são mostradas na Tabela 5.7.

Tabela 5.7 – Equações dos transmissores de vazão.

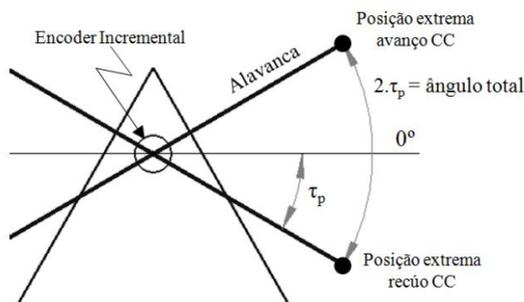
Componente	Equação
Webtec CT 60 (1S6)	$q_{VL} = \frac{U_{med}^{1S6} 60}{5}$
Webtec CT 60 (1S8)	$q_{VLS} = \frac{U_{med}^{1S8} 60}{5}$
Webtec CT 150 (1S9)	$q_{VHS} = \frac{U_{med}^{1S9} 150}{5}$

Fonte: Elaborada pelo autor.

### 5.3.4 Encoder Incremental

O encoder utilizado para a medição do ângulo de passo da banca da foi o incremental da Veeder-Root com resolução de 2048 por revolução, o mesmo utilizado nos trabalhos de Gonzalez (2012). Este encoder apresenta a desvantagem de que para cada ensaio deve-se fazer a calibração da posição inicial zero, ou seja, o encoder não apresenta a capacidade de memorizar a posição entre ensaios diferentes (GONZALEZ, 2012).

Figura 5.14 - Referência de posição do Encoder.



Fonte: GONZALEZ (2012).

#### 5.4 SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS.

Para a aquisição de dados e controle da bancada, foi utilizada uma placa DSPACE DS PPC para o processamento dos sinais, conectada a um painel conector DS1103.

Além da placa DSPACE DS PPC, foram utilizados os programas Matlab e Simulink onde foi implementado todo o algoritmo de controle.

O monitoramento dos dados e a interface de controle onde eram fornecidos os comandos para bancada, foram realizados por intermédio do programa ControlDesk.

Foram utilizadas dez entradas com conversores analógico/digitais (A/D) da placa de conexões para o recebimento dos sinais dos sensores da bancada, três saídas com conversores digital/analógicos para o envio dos sinais para as válvulas do sistema e uma entrada para a aquisição dos sinais do encoder incremental.

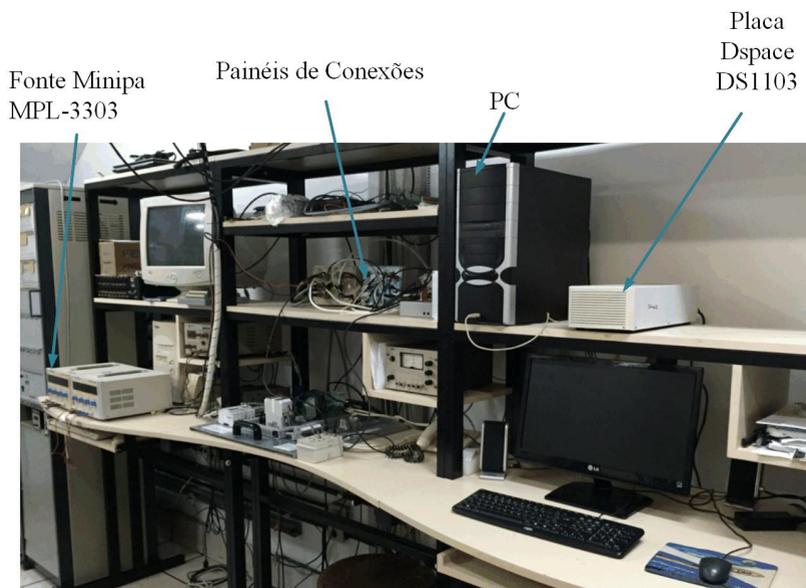
Aliados à placa de conectores fornecida pela própria DSPACE, foram utilizados mais quatro painéis de conectores para a alimentação de todas as válvulas e sensores, juntamente para a organização da aquisição de dados. Um dos painéis foi desenvolvido durante o trabalho de Gonzalez (2012), e os outros três durante este trabalho. Todos os painéis são alimentados por uma fonte Minipa modelo MPL-3303.

As ligações de todos os transmissores da bancada até os painéis de conexões foram feitas utilizando cabos blindados e aterrados para diminuir o nível de ruído dos sinais a serem captados.

Todos os dados foram levantados através de um PC que é conectado a DSPACE através de uma placa PCI DS817-03. O PC apresenta processador Intel Core i5 2500K com memória RAM de 4 Gb/1333 ddr3 e disco rígido de 1 TB.

A Figura 5.15 mostra uma vista geral do sistema de aquisição de dados da bancada utilizado durante os experimentos.

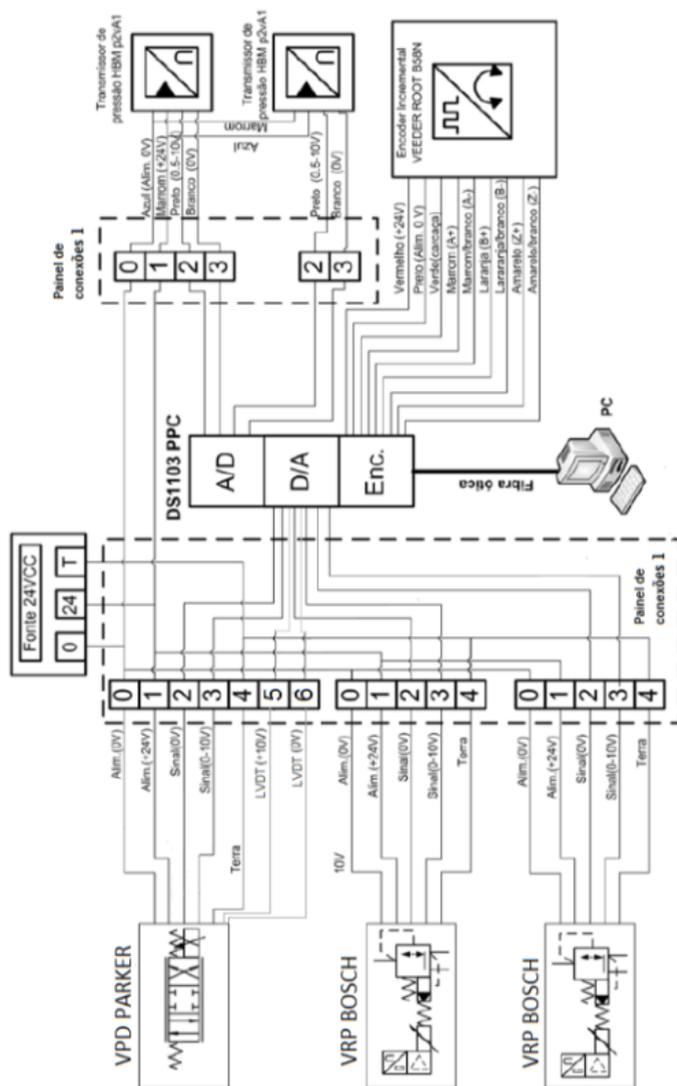
Figura 5.15 - Vista geral do sistema de aquisição de dados.



Fonte: Elaborada pelo autor.

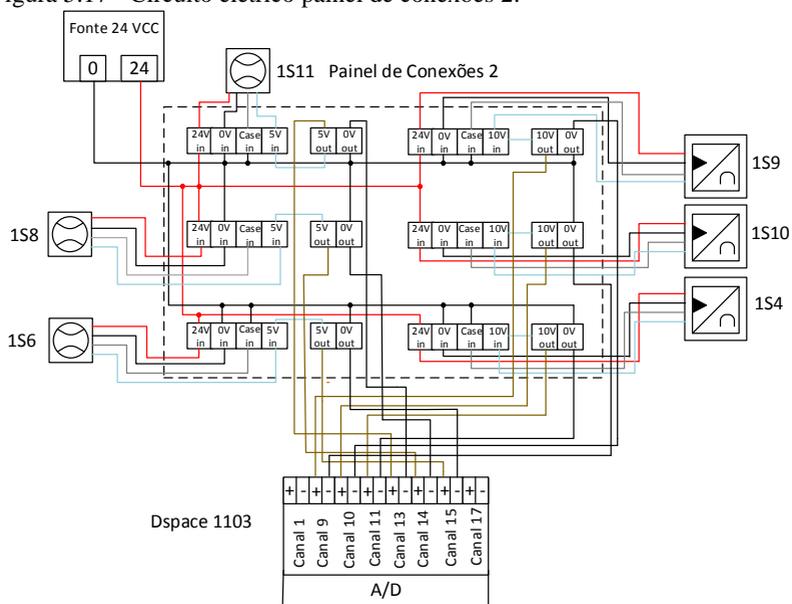
Os circuitos elétricos de todos os painéis utilizados durante todos os experimentos são mostrados na Figura 5.16, na Figura 5.17 e na Figura 5.18.

Figura 5.16 - Circuito elétrico painel de conexões 1.



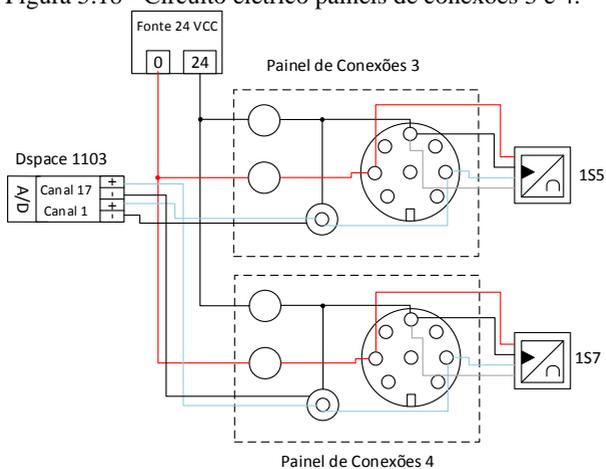
Fonte: Adaptado de GONZALEZ (2012).

Figura 5.17 - Circuito elétrico painel de conexões 2.



Fonte: Elaborada pelo autor.

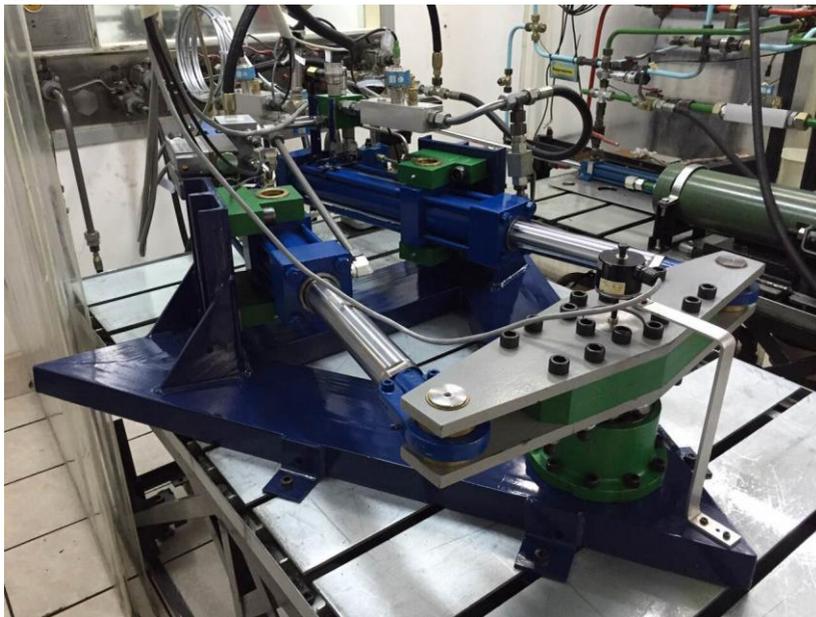
Figura 5.18 - Circuito elétrico painéis de conexões 3 e 4.



Fonte: Elaborada pelo autor.

A bancada de controle de ângulo de passo com o sistema digital instalado é mostrada na Figura 5.19.

Figura 5.19 - Bancada de controle de ângulo de passo com o sistema digital instalado.



Fonte: Elaborada pelo autor.

## 6. AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL

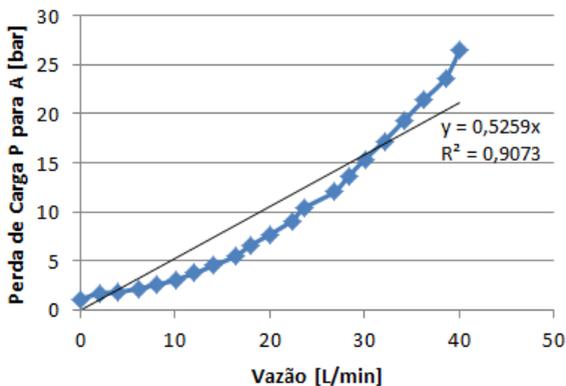
Neste capítulo serão apresentados e analisados os resultados obtidos pelo modelo a parâmetros concentrados em regime permanente em comparação com o modelo a parâmetros concentrados em regime transiente não linear em malha aberta de controle de pressão. Também serão apresentados os resultados obtidos pelo modelo a parâmetros concentrados em regime transiente de controle de posição tanto para o sistema convencional quanto para o sistema digital juntamente com a análise dos experimentos realizados na bancada.

### 6.1 AVALIAÇÃO DO SISTEMA EM MALHA ABERTA

Com o intuito de comparar os resultados obtidos com o modelo a parâmetros concentrados em regime transiente em malha aberta com os resultados do modelo a parâmetros concentrados em regime permanente, foram realizadas simulações via software MATLAB/SIMULINK.

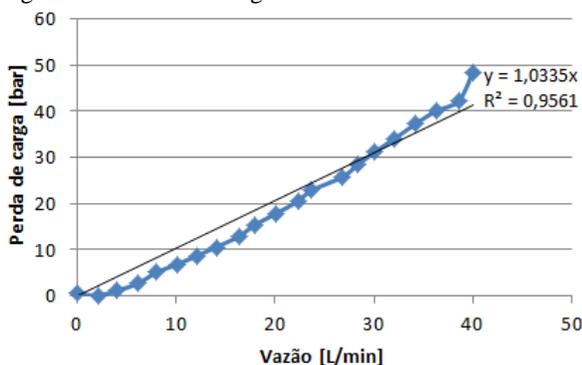
Para obter os parâmetros de resistência do tubo e da válvula, foi realizado um ensaio de levantamento das curvas de perda de carga tanto da válvula quanto do tubo. O experimento foi realizado mantendo-se a pressão de suprimento em 120 bar (12 MPa), onde era variada a vazão do sistema e media-se a queda de pressão na válvula e no tubo. A Figura 6.1 e a Figura 6.2 mostram a curva de perda de carga para a válvula e para o tubo, respectivamente.

Figura 6.1 - Perda de carga na válvula.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Figura 6.2 - Perda de carga no tubo.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Com os resultados obtidos a partir dos experimentos, foi possível calcular valores médios para as resistências do tubo e da válvula a partir do coeficiente angular da reta ajustada entre os pontos experimentais. Os resultados obtidos estão mostrados na Tabela 6.1.

Tabela 6.1 - Resistências do tubo e da válvula experimentais.

Resistência da Válvula	$R_v = 3,155 \times 10^9 \text{ Pa. s/m}^3$
Resistência do Tubo	$R_t = 6,201 \times 10^9 \text{ Pa. s/m}^3$

Fonte: Elaborada pelo autor.

O valor da resistência da válvula ficou próximo ao valor utilizado em De Negri *et al.* (2014) e De Negri *et al.* (2015) que era de  $3,88 \times 10^9 \text{ Pa. s/m}^3$ . Nestes artigos havia sido utilizada uma válvula igual, porém, em um diferente bloco *manifold*. Por sua vez, a resistência do tubo ficou acima do valor teórico (Eq (3.22)) que corresponde a  $2,606 \times 10^9 \text{ Pa. s/m}^3$ . A diferença entre estes valores pode ser associada à perda de carga no bloco e aos pontos de medição.

### 6.1.1 Resultados para o modelo a parâmetros concentrados em regime transiente em malha aberta e modelo a parâmetros concentrados em regime permanente.

Nesta seção serão apresentados os principais resultados obtidos a partir do modelo a parâmetros concentrados em regime transiente em malha aberta e do modelo a parâmetros concentrados em regime permanente com o intuito de avaliar o desempenho entre ambos.

A Tabela 6.2 mostra os parâmetros utilizados para a realização das simulações. As vazões de carga utilizadas são as mesmas baseadas em De Negri *et al.* (2014).

Tabela 6.2 - Parâmetros do sistema em malha aberta e a parâmetros concentrados.

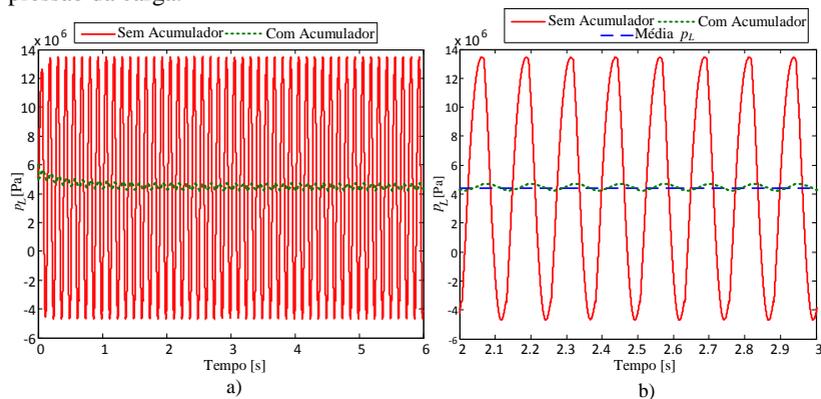
Alta pressão de suprimento	$p_{HS}$	12 MPa
Baixa pressão de suprimento	$p_{LS}$	1 MPa
Vazão de carga	$q_{VL}$	$0 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ ; $1 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ ; $2 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ ; $3 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$
Período de chaveamento	$T_{sw}$	125 ms; 62,5 ms; 31,25 ms
Densidade do fluido	$\rho$	$870 \text{ kg/m}^3$
Diâmetro do tubo	$d_t$	7 mm
Comprimento do tubo	$l_t$	5,7 m
Resistência da válvula	$R_v$	$3,155 \times 10^9 \text{ Pa.s/m}^3$
Resistência do tubo	$R_t$	$6,201 \times 10^9 \text{ Pa.s/m}^3$
Indutância do tubo	$L_t$	$1,247 \times 10^8 \text{ kg/m}^4$

Fonte: Elaborada pelo autor.

#### 6.1.1.1 Simulação para a frequência de chaveamento de 8 Hz.

A Figura 6.3 mostra a pressão de carga para o modelo a parâmetros concentrados em regime transiente em malha aberta com ciclo de trabalho ( $\kappa$ ) igual a 0,5 e vazão de carga ( $q_{VL}$ ) igual a 12 L/min.

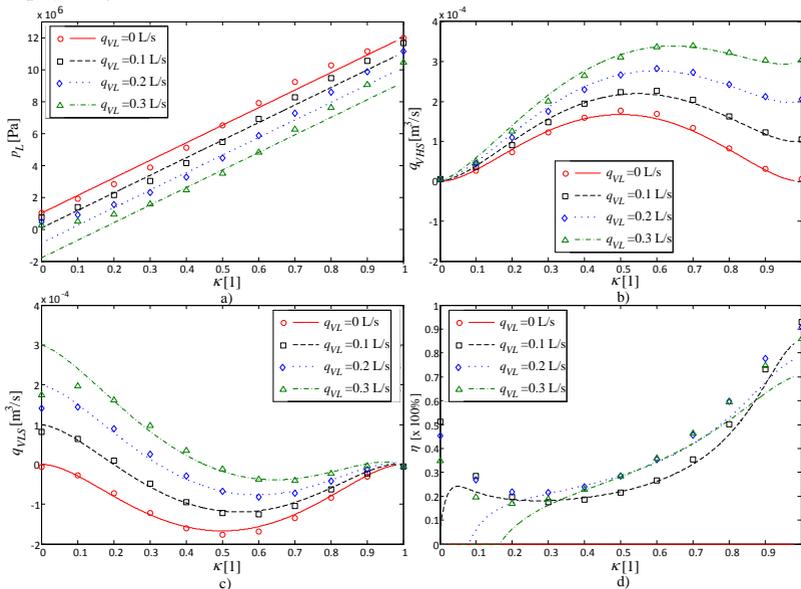
Figura 6.3 - Modelo a parâmetros concentrados em regime transiente em malha aberta para  $\kappa=0,5$ ;  $q_{VL}=12 \text{ L/min}$ ;  $f_{sw}=8 \text{ Hz}$ : a) Pressão de carga; b) Zoom da pressão da carga.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Os resultados obtidos mostram que a pressão de carga atinge valores negativos o que não ocorre em situações reais. Portanto, esta situação não é desejável, indicando a ocorrência de cavitação no sistema. Ao adicionar um acumulador hidráulico, os resultados mostram que o mesmo consegue filtrar consideravelmente os picos de pressão gerados pelo chaveamento da válvula. A partir dos resultados obtidos foram feitas simulações variando-se o ciclo de trabalho de 0 a 1 em intervalos de 0,1, para diferentes valores de vazões de carga. Os resultados obtidos estão demonstrados na Figura 6.4, onde as linhas representam o modelo a parâmetros concentrados em regime permanente (equações (3.14), (3.15), (3.16) e (3.17)) e os pontos a média dos valores obtidos pelo modelo a parâmetros concentrados em regime transiente em malha aberta.

Figura 6.4 - Resultados para frequência de chaveamento de 8 Hz: a)  $p_L$ ; b)  $q_{VHS}$ ; c)  $q_{VLS}$ ; d)  $\eta$ .



Fonte: Elaborada pelo autor.

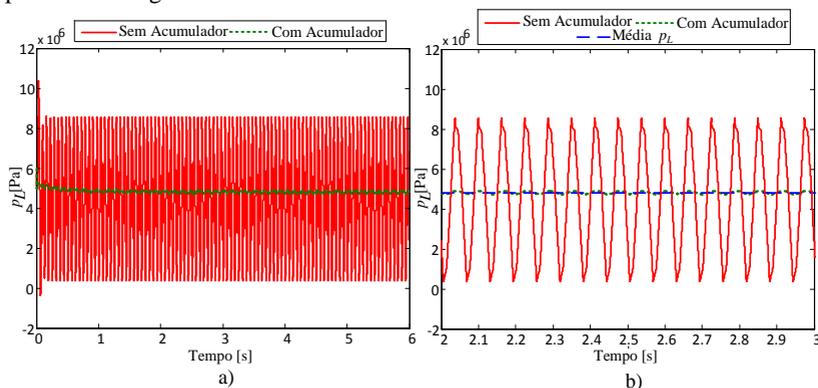
Os resultados obtidos demonstram que o modelo a parâmetros concentrados em regime permanente e o modelo em regime transiente em malha aberta apresentam boa correspondência entre si para a frequência de 8 Hz. Nesta frequência a válvula consegue atingir sua máxima abertura e fechamento em praticamente todos os valores de ciclo de

trabalho. Para valores baixos de ciclos de trabalho, o modelo a parâmetros concentrados em regime permanente apresenta valores de pressão negativos. Esta situação não ocorre em situações reais, porém, a média dos valores de pressão calculados a partir do modelo a parâmetros concentrados em regime transiente tende a zero, o que indica a tendência de ocorrência de cavitação. A Figura 6.4d mostra que em 8 Hz, o sistema é capaz de atingir eficiência hidráulica com valores próximos a 80% para ciclos de trabalho entre 0,8 e 0,9.

### 6.1.1.2 Simulação para a frequência de chaveamento de 16 Hz.

A Figura 6.5 mostra a pressão de carga para o modelo a parâmetros concentrados em regime transiente em malha aberta com ciclo de trabalho ( $\kappa$ ) igual a 0,5 e vazão de carga ( $q_{VL}$ ) igual a 12 L/min para a frequência de chaveamento de ( $f_{sw}$ ) 16 Hz.

Figura 6.5 - Modelo a parâmetros concentrados em regime transiente em malha aberta para  $\kappa=0,5$ ;  $q_{VL}=12$  L/min;  $f_{sw}=16$  Hz: a) Pressão de carga; b) Zoom da pressão de carga.

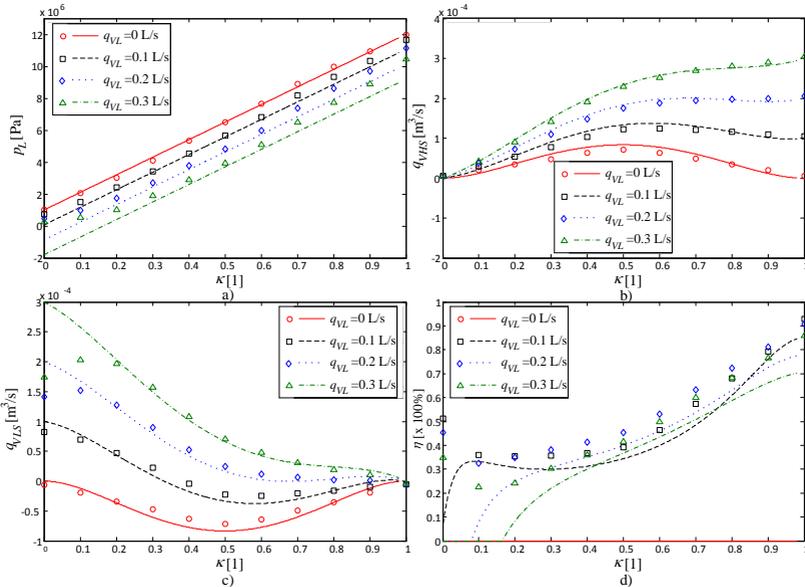


Fonte: Elaborada pelo autor.

Os resultados obtidos mostram que a pressão de carga atinge valores negativos apenas no início da simulação, durante o transiente. A pressão controlada sem a presença do acumulador, apresenta uma amplitude menor em comparação com os valores obtidos a 8 Hz, embora o valor médio permaneça praticamente o mesmo. Este fato indica que, em frequências mais elevadas o sistema tem um comportamento mais suave. Ao adicionar o acumulador hidráulico, os resultados mostram que o mesmo atinge uma boa filtragem dos picos de pressão. De maneira aná-

loga à simulação para 8 Hz, também foram realizadas simulações variando-se o ciclo de trabalho de 0 a 1 em intervalos de 0,1 para diferentes valores de vazões de carga em 16 Hz. Os resultados obtidos estão mostrados na Figura 6.6.

Figura 6.6 - Resultados para frequência de chaveamento de 16 Hz: a)  $p_L$ ; b)  $q_{VHS}$ ; c)  $q_{VLS}$ ; d)  $\eta$ .



Fonte: Elaborada pelo autor.

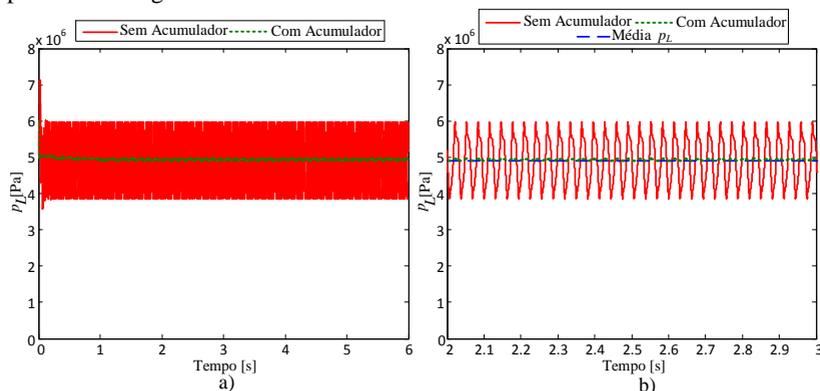
Os resultados obtidos mostram que o modelo a parâmetros concentrados em regime permanente e o modelo em regime transiente também apresentam boa precisão entre si devido à frequência de 16 Hz, a válvula também consiga atingir sua abertura e fechamento máximos em praticamente todos os valores de ciclo de trabalho. A Figura 6.6d mostra que há um aumento da eficiência ao se utilizar a frequência de chaveamento em 16 Hz, atingindo valores maiores que 40% em praticamente todos os valores de ciclo de trabalho.

### 6.1.1.3 Simulação para a frequência de chaveamento de 32 Hz.

A Figura 6.7 mostra a pressão de carga para o modelo a parâmetros concentrados em regime transiente em malha aberta com ciclo de

trabalho ( $\kappa$ ) igual a 0,5 e vazão de carga ( $q_{VL}$ ) igual a 12 L/min para a frequência de chaveamento ( $f_{sw}$ ) de 32 Hz..

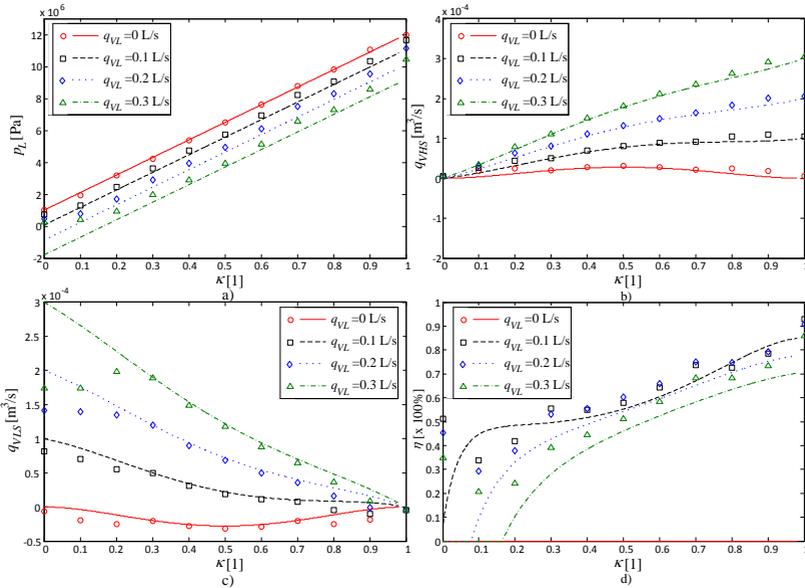
Figura 6.7 - Modelo a parâmetros concentrados em regime transiente em malha aberta para  $\kappa=0,5$ ;  $q_{VL}=12$  L/min;  $f_{sw}=32$  Hz: a) Pressão de carga; b) Zoom da pressão de carga.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Os resultados obtidos mostram que a pressão de carga não atinge valores negativos. Ao adicionar um acumulador hidráulico ao sistema, os resultados mostram que o mesmo também consegue uma boa filtragem dos picos de pressão com muito baixa pulsação. Com a frequência de chaveamento mais rápida, a pressão tende a ter um comportamento mais suave, como já observado a 16 Hz. Ao realizar ensaios na bancada, é verificado que para frequências de chaveamento baixas, os níveis de ruído e as vibrações mecânicas são maiores do que utilizando valores mais altos. Para esta frequência de chaveamento foram realizadas simulações com o modelo a parâmetros concentrados em regime permanente e com o modelo em regime transiente em malha aberta. Os resultados obtidos estão mostrados na Figura 6.8.

Figura 6.8 - Resultados para frequência de chaveamento de 32 Hz a)  $p_L$ , b)  $q_{VHS}$ , c)  $q_{VLS}$  e d)  $\eta$ .



Fonte: Elaborada pelo autor.

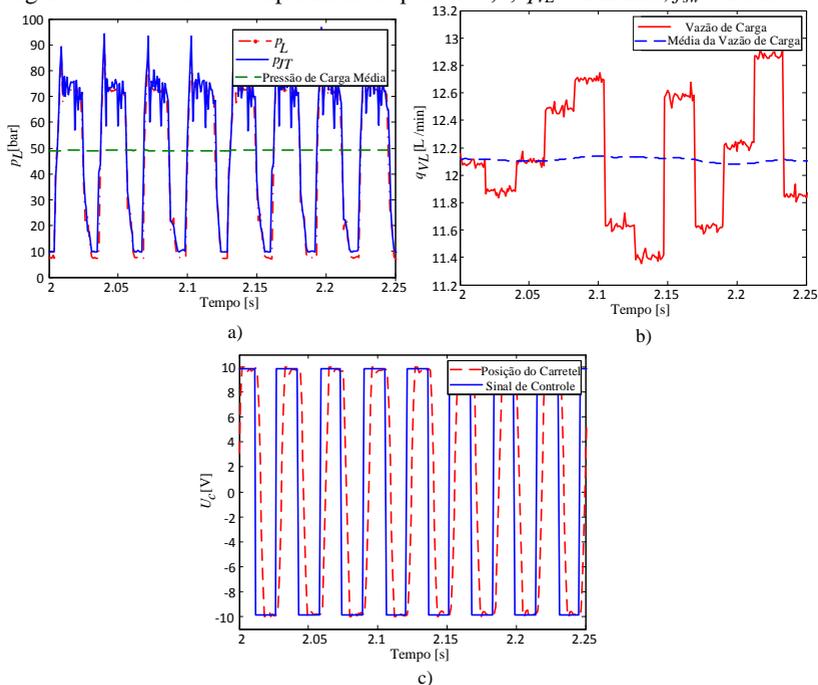
Os resultados obtidos mostram que o modelo a parâmetros concentrados em regime permanente e o modelo em regime transiente também apresentam boa correlação entre si para a frequência de 32 Hz. Porém, a válvula nesta frequência não atinge sua abertura e fechamento máximos em toda a faixa de ciclos de trabalho. Este efeito pode ser verificado ao analisar a Figura 6.8d, onde os valores de eficiência para valores de ciclo de trabalho entre 0,1 a 0,3 e 0,7 a 0,9 não apresentam boa correlação em relação ao modelo a parâmetros concentrados em regime permanente. No entanto, a Figura 6.8d mostra que há um aumento da eficiência em comparação com os resultados obtidos em 8 e 16 Hz. Para a frequência de 32 Hz, a eficiência mostra-se maior que 50% para ciclos de trabalho maiores de 0,4.

#### 6.1.1.4 Resultados experimentais para a frequência de chaveamento de 32 Hz.

Nesta seção serão mostrados os resultados obtidos durante os experimentos. A Figura 6.9 mostra a pressão e vazão de carga juntamente com a posição do carretel da válvula, em comparação com o sinal de

controle para a frequência de chaveamento de 32 Hz e ciclo de trabalho de 0,5.

Figura 6.9 – Resultados experimentais para  $\kappa=0,5$ ;  $q_{VZ}=12$  L/min;  $f_{sw}=32$  Hz.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Os resultados mostram que a válvula consegue atingir sua máxima abertura e fechamento para o ciclo de trabalho de 0,5, o que era esperado para a frequência de 32 Hz. A pressão de carga tende a um valor médio de 5 MPa.

Com o intuito de comparar os resultados experimentais com o modelo a parâmetros concentrados em regime permanente, foram realizados experimentos para todos os valores de ciclo de trabalho de 0 a 1, onde para cada valor era ajustada a vazão de carga para o valor desejado. A Tabela 6.3 mostra os valores das alta e baixa pressões de suprimento médias para cada valor de vazão de carga.

Tabela 6.3 - Altas e baixas pressões de suprimento médias experimentais.

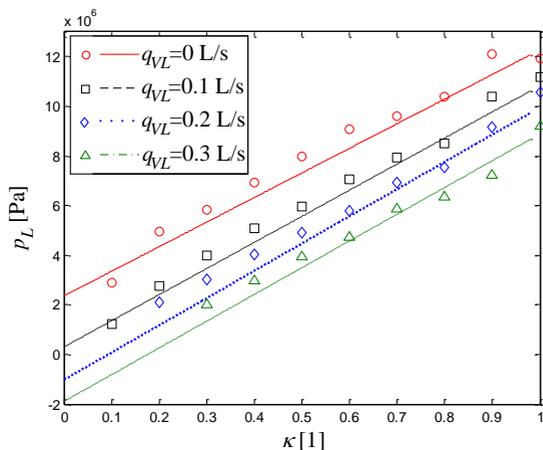
$q_{VL}$ [L/min]	$p_{HS}$ [bar]	$p_{LS}$ [bar]
0	122,69	23,48
6	117,58	12,29
12	118,21	8,42
18	116,86	9,04

Fonte: Elaborada pelo autor.

Durante os experimentos foram apenas aferidos os valores da pressão de carga, devido aos transmissores de vazão para baixa e alta vazões de suprimento não conseguirem fazer a leitura correta das mesmas para os ensaios realizados, devido ao chaveamento rápido da válvula.

Os resultados obtidos experimentalmente (pontos) e os obtidos pelo modelo a parâmetros concentrados em regime permanente (linhas) para a pressão de carga estão mostrados na Figura 6.10.

Figura 6.10 – Pressão de carga experimental para a frequência de chaveamento de 32 Hz.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Os resultados mostram que o modelo é capaz de prever o comportamento do sistema com boa precisão. Ao comparar os pontos experimentais com os obtidos pelo modelo em regime transiente (Figura 6.8a), é verificado que os mesmos apresentam comportamento semelhante. Ao se aumentar o valor da vazão de carga, há um aumento da

perda de carga no tubo, o que ocasiona uma diminuição do valor controlado da pressão de carga, este efeito pode ser entendido através da Equação (3.16). Para as vazões de carga de 0,2 L/s ( $2 \times 10^{-4} \text{m}^3/\text{s}$ ) e 0,3 L/s ( $3 \times 10^{-4} \text{m}^3/\text{s}$ ), não foi possível a realização dos experimentos em toda a faixa de ciclos de trabalho. Este fato deve-se ao sistema sair da sua faixa de operação, pois resultaria em pressões abaixo de zero. O modelo a parâmetros concentrados em regime permanente apresenta valores negativos de pressão, pois não tem esta restrição física.

### 6.1.2 Considerações finais

Na seção anterior, foram mostrados os resultados obtidos a partir do modelo a parâmetros concentrados em regime transiente em malha aberta e do modelo a parâmetros concentrados em regime permanente para diferentes valores de frequência de chaveamento. Também foram apresentados resultados experimentais para 32 Hz.

A partir dos resultados obtidos, foi verificado que o modelo a parâmetros concentrados em regime permanente representa adequadamente o sistema real, visto que, os resultados obtidos para a pressão de carga se equivalem aos obtidos experimentalmente. Além disso, ao comparar os resultados obtidos pelo modelo em regime transiente em malha aberta, avaliando a média dos valores das variáveis quando em regime permanente, verifica-se a obtenção dos mesmos resultados comparando com o modelo em regime permanente, confirmando que este último é adequado para a representação do sistema em regime permanente.

## 6.2 AVALIAÇÃO DO SISTEMA EM MALHA FECHADA

Nesta seção serão mostrados os resultados obtidos para o sistema em malha fechada utilizado no controle de posição da bancada, tanto para o sistema convencional (Figura 5.10) quanto para o sistema digital (Figura 5.11). Os diagramas de blocos das equações que regem o comportamento de cada componente da bancada estão mostrados no Apêndice C.

### 6.2.1 Sistema de controle

Para o controle de posição aplicado ao sistema convencional, foi utilizado um controlador proporcional integral PI, onde os ganhos foram ajustados de maneira experimental. Os ganhos para o sistema de controle de força, utilizados durante os experimentos foram os mesmos usados

durante os trabalhos de Gonzalez (2012), Nostrani (2012) e Galloni (2015), os quais estão mostrados na Tabela 6.4.

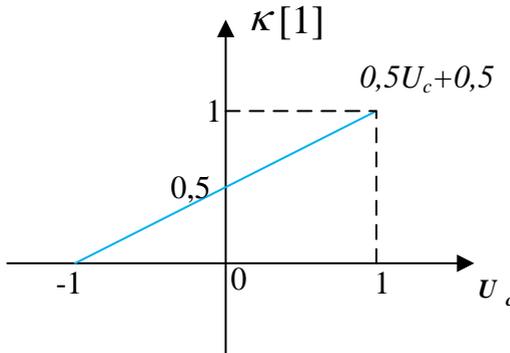
Tabela 6.4 - Ganhos do sistema de controle de força.

Ganhos do Controlador de Força	Câmara A Cilindro de Força	Câmara B Cilindro de Força
$k_p$	0,01	0,02
$k_i$	0,06	0,1

Fonte: Adaptado de Gonzalez (2012).

Para o sistema de controle digital, foi adicionada uma função para o cálculo do ciclo de trabalho conforme a Figura 6.11.

Figura 6.11 - Função para o cálculo do ciclo de trabalho.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Para a válvula, foi acrescentada ao modelo a parâmetros concentrados em regime transiente a seguinte função de transferência de segunda ordem:

$$X^{VP}(s) = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} U_c(s). \quad (6.1)$$

O fator de amortecimento  $\zeta$  foi ajustado em 0,9 e a frequência natural da válvula ( $\omega_n$ ) foi calculada a partir do seu tempo de resposta de 7 ms ( $\omega_n = 2\pi / t_{rp}$ ), resultando em 897,6 rad/s. Estes mesmos valores também foram utilizados em Galloni (2015).

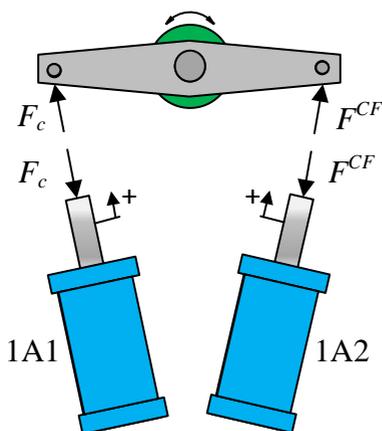
## 6.2.2 Resultados para o sistema de controle de posição convencional

Nesta seção serão apresentados os resultados obtidos para o sistema de controle de posição convencional, tanto para o modelo a parâmetros concentrados em regime transiente, como para os resultados experimentais.

### 6.2.2.1 Ensaio para degrau de ângulo para o sistema convencional com força constante de 10000 N positiva

A seguir serão mostrados os resultados obtidos para o ensaio de degrau de ângulo de 0 a 8 graus, com uma força de carga atuante de 10000 N positiva, ou seja, a força aplicada é contrária ao movimento de avanço do cilindro de controle de posição. Devido à forma de implementação do sistema de controle de força, o cilindro de força deve aplicar uma força negativa. Nesta situação o cilindro de força produz uma força de carga positiva que é transmitida ao cilindro de controle de posição através do braço de alavanca na bancada. Assim, a força no cilindro de controle de posição será aplicada no sentido contrário ao do cilindro de força. A Figura 6.12 mostra a aplicação das forças no sistema.

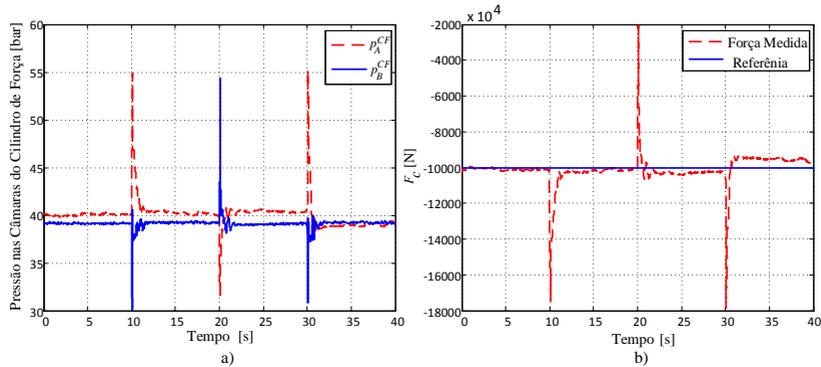
Figura 6.12 - Sentido de aplicação das forças no sistema.



Fonte: Elaborada pelo autor.

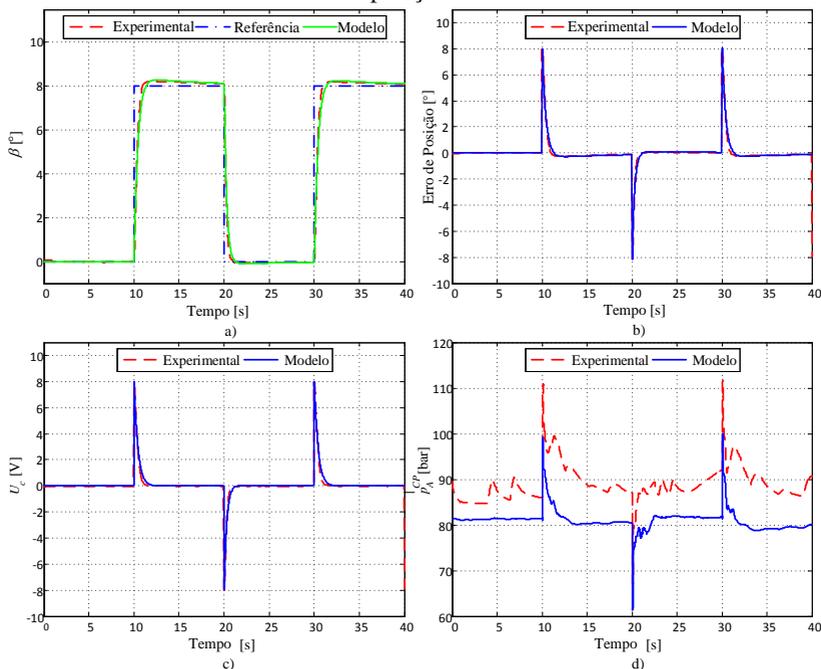
Com o intuito de simular as mesmas condições de carregamento no modelo em regime transiente, que foram obtidas durante a realização dos experimentos, a força medida pela diferença de pressões nas câmaras do cilindro de força foi aplicada ao modelo em regime transiente como entrada de carregamento. Esta condição foi aplicada em todas as simulações aqui mostradas. A Figura 6.13 mostra a força calculada aplicada no cilindro de força para o ensaio de 10000 N positivo. Os resultados obtidos para o controle de posição usando ganhos do controlador  $k_p$  e  $k_i$  iguais a 1 e 0,1 respectivamente, estão mostrados na Figura 6.14. A Tabela 6.5 mostra o tempo de subida ( $t_r$ ), o tempo de acomodação ( $t_s$ ) e o sobressinal ( $SS$ ) para o primeiro degrau apresentado.

Figura 6.13 - Força medida para o ensaio com 10000 N positiva, aplicada ao cilindro de controle de posição. a) Pressões nas câmaras do cilindro de força; b) Força.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Figura 6.14 - Resposta do ensaio para controle de posição com força de 10000 N positiva  $k_p=1$ ,  $k_i=0,1$ : a) Posição; b) Erro de posição; c) Sinal de controle; d) Pressão na câmara A do cilindro de posição.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Tabela 6.5 - Valores para o ensaio de força de 10000 N positiva convencional.

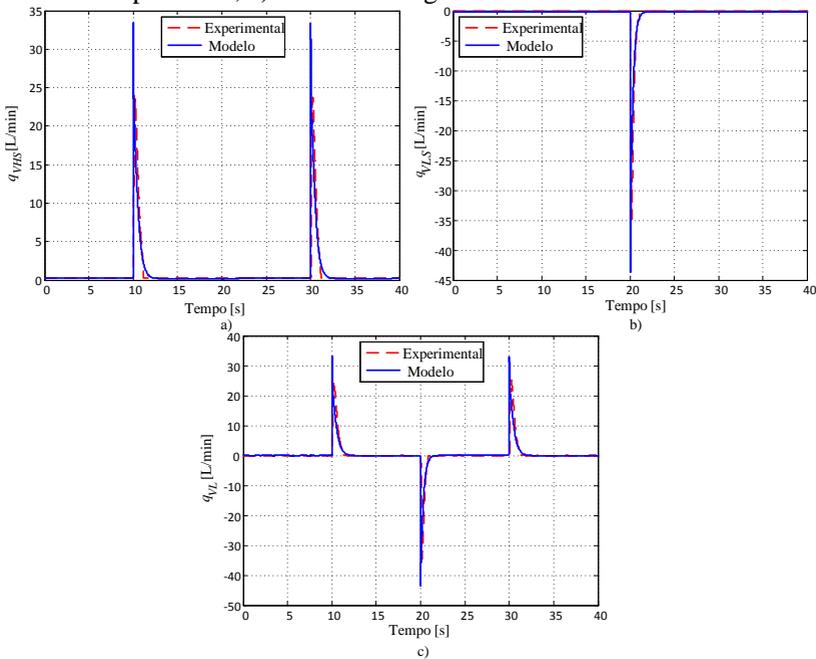
Degrau[°]	$t_{r\_mod}$ [s]	$t_{r\_exp}$ [s]	$t_{s\_mod}$ [s]	$t_{s\_exp}$ [s]	$SS_{mod}$ [°]	$SS_{exp}$ [°]
0-8	0,77	0,59	1,19	0,88	8,27	8,25
8-0	0,6	0,41	1,05	0,71	-0,9	-0,08

Fonte: Elaborada pelo autor.

Os resultados apresentados na Figura 6.14 mostram que o modelo a parâmetros concentrados em regime transiente apresenta resultados bastante próximos dos obtidos pelos experimentos, verificando que o modelo é coerente para a representação do sistema. O erro de posição obtido tanto para os experimentos como para o modelo é baixo, o que indica que este sistema mostra resultados satisfatórios para o controle posição. Para os ganhos utilizados para este ensaio, o sinal de controle da válvula não é saturado, o que sugere que para sistemas convencionais o seu tamanho é adequado para o cilindro utilizado. A pressão em ambos os casos apresentam um comportamento similar. No entanto, é veri-

ficado que há uma oscilação nos resultados experimentais da pressão quando o cilindro não está em movimento ou em movimento muito lento. Este fato ocorre devido à válvula apresentar um centro crítico, ou seja, sem sobreposição dos ressaltos do carretel em relação aos pórticos de controle. Nesta situação a válvula controla a posição do carretel constantemente, onde qualquer pequena perturbação o mesmo acaba aumentando ou diminuindo a pressão. A Figura 6.15 mostra as vazões medidas para este ensaio.

Figura 6.15 - Resposta do ensaio para controle de posição com força de 10000 N positiva  $k_p=1$ ,  $k_i=0,1$ : a) Alta vazão de suprimento; b) Baixa vazão de suprimento; c) Vazão de carga.



Fonte: Elaborada pelo autor.

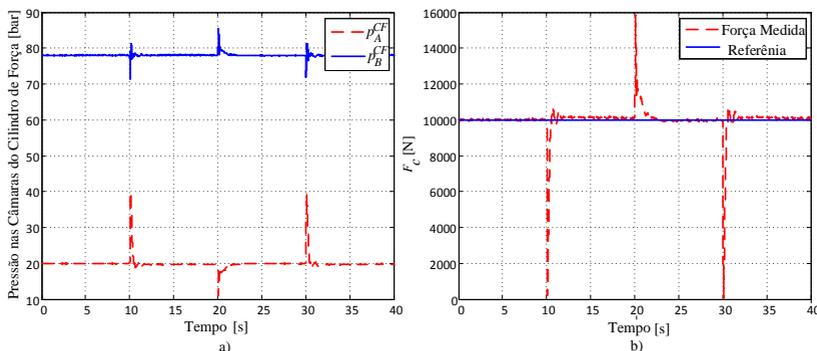
A Figura 6.15 mostra que a vazão de carga e a alta vazão de suprimento são positivas quando o cilindro de posição realiza um movimento de avanço. Nesta situação a válvula está com a porta T fechada, suprindo vazão para a câmara A do cilindro de posição. Quando o cilindro realiza o movimento de retorno, a válvula está com a porta P fechada, tornando a alta vazão de suprimento igual a zero. Assim, o diferenci-

al de pressão ( $p_A^{CP} - p_{LP}$ ) faz com que haja vazão no sentido da câmara A do cilindro para a porta T da válvula, acarretando em uma vazão de carga negativa e de mesmo valor da baixa vazão de suprimento.

### 6.2.2.2 Ensaios para degrau de ângulo para o sistema convencional com força constante de 10000 N negativa

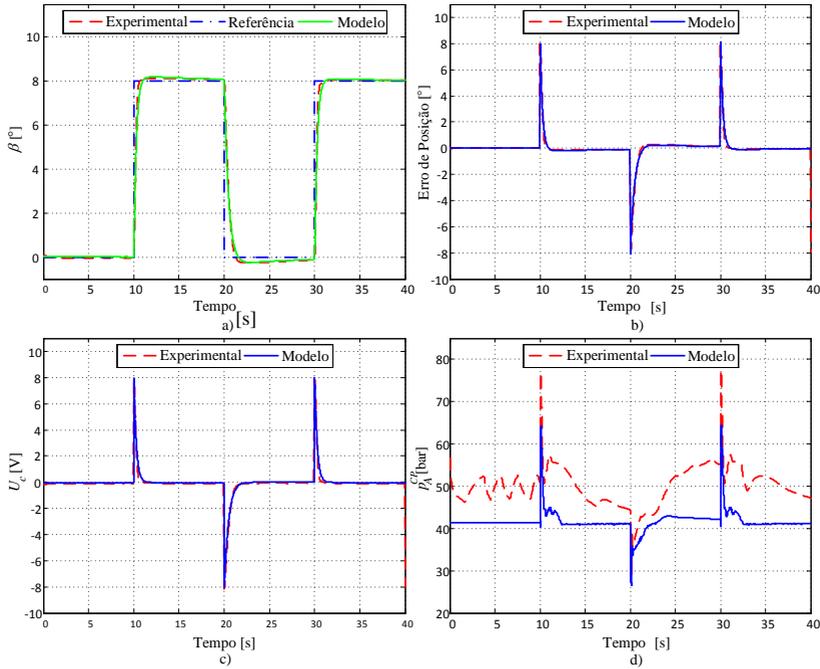
A seguir serão mostrados os resultados obtidos para o ensaio de degrau de ângulo de 0 a 8 graus, com uma força de carga atuante de 10000 N negativa, funcionando de maneira análoga à aplicação de forças positivas. A Figura 6.16 mostra a força medida durante os experimentos e a Figura 6.17 os resultados obtidos para o controle de posição usando ganhos do controlador  $k_p$  e  $k_i$  iguais a 1 e 0,1 respectivamente. A Tabela 6.6 mostra o tempo de subida ( $t_r$ ), o tempo de acomodação ( $t_s$ ) e o sobressinal ( $SS$ ) para o primeiro degrau apresentado.

Figura 6.16- Força medida para o ensaio com 10000 N negativa aplicada ao cilindro de controle de posição: a) Pressões nas câmaras do cilindro de força; b) Força.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Figura 6.17 - Resposta do ensaio para controle de posição com força de 10000 N negativa  $k_p=1$ ,  $k_i=0$ : a) Posição; b) Erro de posição; c) Sinal de controle; d) Pressão na câmara A do cilindro de posição.



Fonte: Elaborada pelo autor.

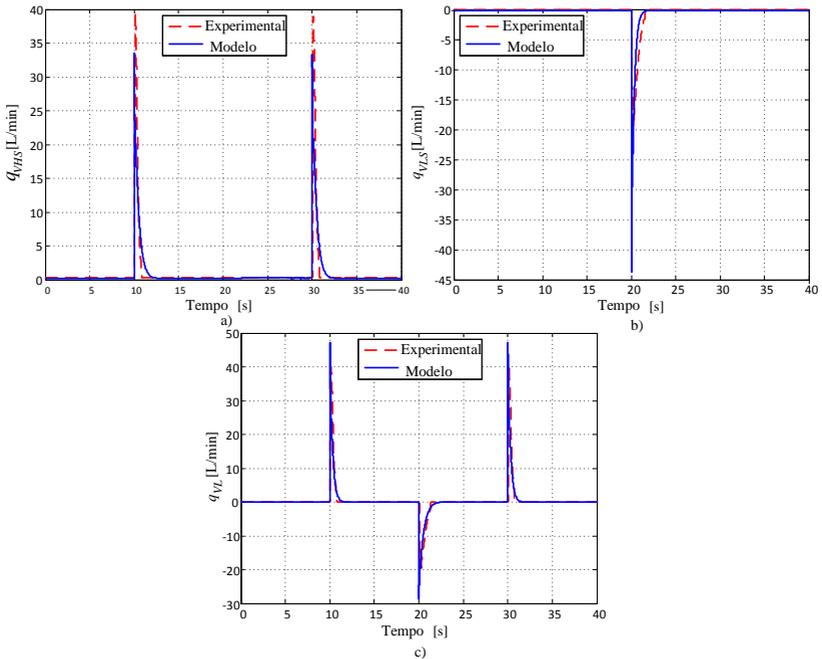
Tabela 6.6- Valores para o ensaio de força de 10000 N negativa convencional.

Degrau[°]	$t_{r\_mod}$ [s]	$t_{r\_exp}$ [s]	$t_{s\_mod}$ [s]	$t_{s\_exp}$ [s]	$SS_{mod}$ [°]	$SS_{exp}$ [°]
0-8	0,55	0,34	0,85	0,56	8,19	8,13
8-0	0,91	0,76	1,38	1,13	-0,23	-0,26

Fonte: Elaborada pelo autor.

Assim como para o ensaio com força de 10000 N positiva, os resultados obtidos com a mesma força, porém aplicada no sentido oposto apresentam-se bastante próximos entre si. A pressão na câmara A do cilindro de posição apresenta valor menor em comparação com o ensaio com força positiva devido à diferença de área e sentido de aplicação da força. Nesta situação a força tende a avançar o cilindro de posição, assim o controlador diminui a pressão na câmara A, fazendo com que a resultante de força mantenha o cilindro parado na posição desejada. A Figura 6.18 mostra as vazões medidas para este ensaio.

Figura 6.18 - Resposta do ensaio para controle de posição com força de 10000 N negativa  $k_p=1$ ,  $k_i=0,1$ . a) Alta vazão de suprimento; b) Baixa vazão de suprimento; c) Vazão de carga.



Fonte: Elaborada pelo autor.

As vazões para o ensaio com força negativa, se comportam de maneira semelhante ao realizado com força positiva.

A partir dos dois ensaios realizados com forças positivas e negativas, os resultados demonstram que o modelo a parâmetros concentrados em regime transiente para o sistema convencional é capaz de representar de maneira equivalente o sistema, isso evidencia que o mesmo é plenamente adequado para ser usado como ferramenta de projeto.

### 6.2.3 Resultados para o sistema de controle de posição digital

Nesta seção serão apresentados os resultados obtidos para o sistema de controle de posição digital, tanto para o modelo a parâmetros concentrados em regime transiente como para os resultados experimentais. Em todos os ensaios a frequência de chaveamento da válvula utilizada é de 32 Hz. Esta frequência foi escolhida com o intuito de não

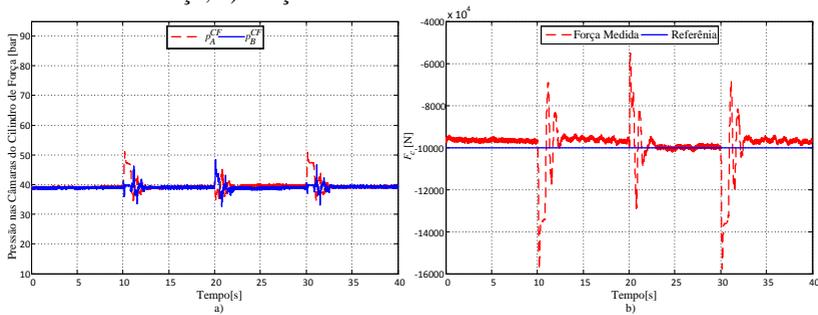
permitir que a válvula trabalhasse perto do seu limite de resposta máxima e também como uma alternativa de poupar a mesma, no entanto, com base nos resultados obtidos mostrados na Figura 3.18, os valores alcançados de eficiência em 32 Hz não provem grandes perdas em comparação com os obtidos em 40 Hz.

### 6.2.3.1 Ensaios para degrau de ângulo para o sistema digital com força constante de 10000 N positiva

A seguir serão mostrados os resultados obtidos para o ensaio de degrau de ângulo de 0 a 8 graus para o sistema de controle de posição digital, com uma carga atuante de 10000 N positiva, funcionando de maneira análoga ao sistema convencional.

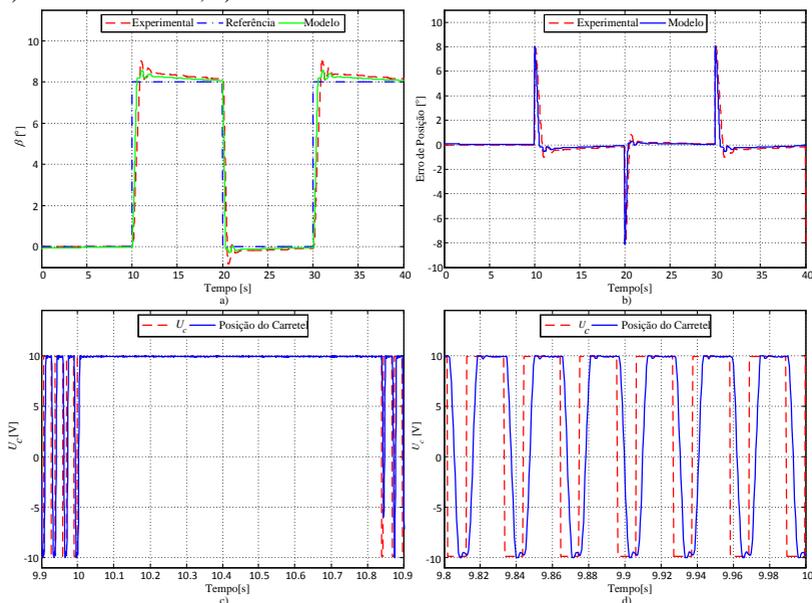
A Figura 6.19 mostra a força medida durante os experimentos e a Figura 6.20 apresenta os resultados obtidos para o controle de posição usando ganhos do controlador  $k_p$  e  $k_i$  iguais a 0,7 e 0,1 respectivamente. A Tabela 6.7 mostra o tempo de subida ( $t_r$ ), o tempo de acomodação ( $t_s$ ) e o sobressinal ( $SS$ ) para o primeiro degrau apresentado.

Figura 6.19 - Força medida para o ensaio com 10000 N positiva aplicada ao cilindro de controle de posição para o sistema digital: a) Pressões nas câmaras do cilindro de força; b) Força.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Figura 6.20 - Resposta do ensaio para controle de posição com força de 10000 N positiva para o sistema digital  $k_p=0,7$ ,  $k_i=0,1$ . a) Posição; b) Erro de posição; c) Sinal de controle; d) Sinal de controle em zoom.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Tabela 6.7 -Valores para o ensaio de força de 10000 N positiva digital.

Degrau[°]	$t_{r\_mod}$ [s]	$t_{r\_exp}$ [s]	$t_{s\_mod}$ [s]	$t_{s\_exp}$ [s]	$SS_{mod}$ [°]	$SS_{exp}$ [°]
0-8	0,39	0,55	0,53	0,88	8,55	9,03
8-0	0,25	0,32	0,33	0,55	-0,28	-0,86

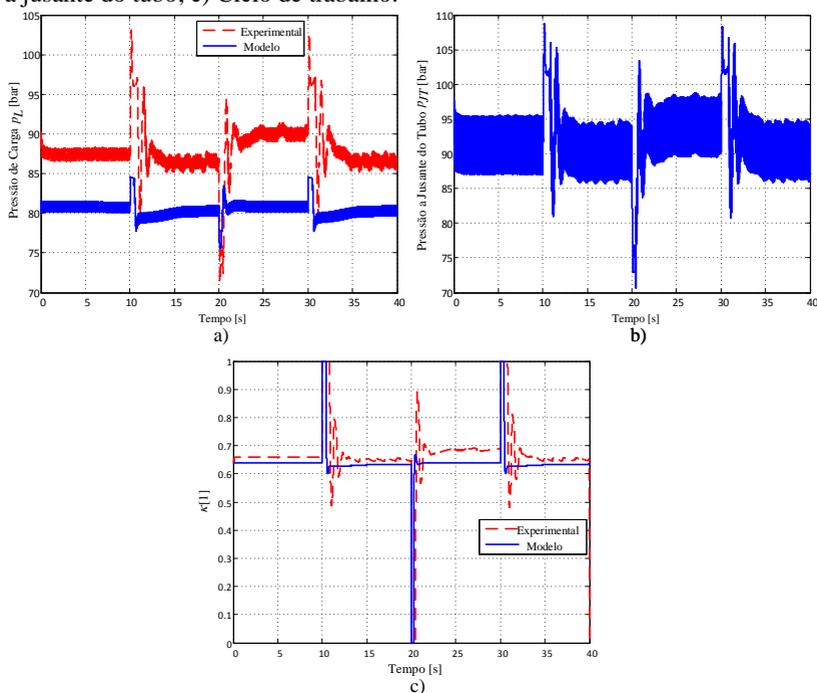
Fonte: Elaborada pelo autor.

Os resultados mostram que o sistema digital consegue controlar a posição do ângulo de passo com baixo erro. O modelo a parâmetros concentrados em regime transiente apresenta resultados semelhantes aos dos obtidos experimentalmente, no entanto, há uma oscilação na resposta quando a mesma atinge o valor de referência. Este fato deve-se à dinâmica do controlador de posição, que ajusta o ciclo de trabalho perante a perturbação de força para manter a posição desejada. Nos entanto, como o ciclo de trabalho varia de maneira rápida, a pressão demora a se estabilizar, o que gera um desequilíbrio de forças. A Figura 6.20c mostra que a válvula não chaveia durante todo o tempo do ensaio devido à saturação do sinal de controle que a abre ou a fecha totalmente, de-

pendendo do sentido do movimento. Este fato indica que a válvula é pequena para a operação com o sistema digital.

A Figura 6.20d mostra o sinal de controle que é enviado para a válvula juntamente com a posição real do carretel da mesma. Os resultados mostram que a válvula consegue responder ao sinal de controle. A Figura 6.21 mostra a pressão de carga para o modelo a parâmetros concentrados em regime transiente e experimentos juntamente com a pressão a jusante do tubo e o ciclo de trabalho.

Figura 6.21 - Resposta do ensaio para controle de posição com força de 10000 N positiva para o sistema digital  $k_p=0,7$ ,  $k_i=0,1$ . a) Pressão de carga; b) Pressão a jusante do tubo; c) Ciclo de trabalho.



Fonte: Elaborada pelo autor

Os resultados apresentados a partir da Figura 6.21 mostram que a pressão de carga para o modelo a parâmetros concentrados em regime transiente tem comportamento semelhante aos resultados obtidos experimentalmente. A Figura 6.21a evidencia o efeito da adição do acumulador na pressão de carga, onde o seu valor se torna mais estável, em comparação como valor da pressão a jusante do tubo (Figura 6.21b),

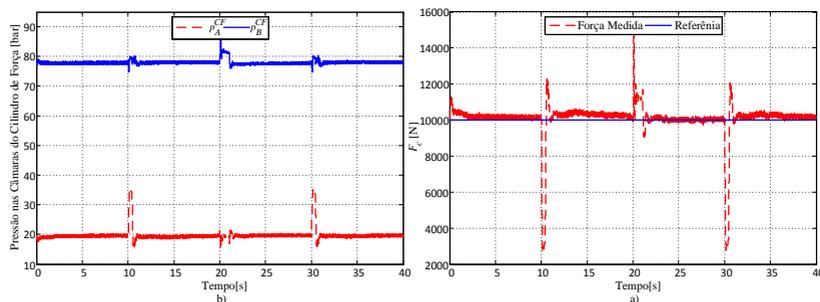
amenizando, assim, os efeitos do chaveamento rápido da válvula. O ciclo de trabalho se mantém em um mesmo valor quando o sistema permanece em repouso a fim de manter constante a pressão de carga. Quando é aplicado o degrau de ângulo ao sistema, o sinal de controle satura, elevando o valor de ciclo de trabalho a 0 ou a 1 dependendo do degrau, o que abre ou fecha totalmente a válvula. Ao chegar perto do valor de referência acontecem picos de força (Figura 6.19), que fazem o sistema mudar repentinamente o ciclo de trabalho com o intuito de manter o sistema na posição desejada.

### 6.2.3.2 Ensaios para degrau de ângulo para o sistema digital com força constante de 10000 N negativa

A seguir serão mostrados os resultados obtidos para o ensaio de degrau de ângulo de 0 a 8 graus para o sistema de controle de ângulo de passo digital, com uma força de carga atuante de 10000 N negativa, funcionando de maneira análoga ao sistema convencional.

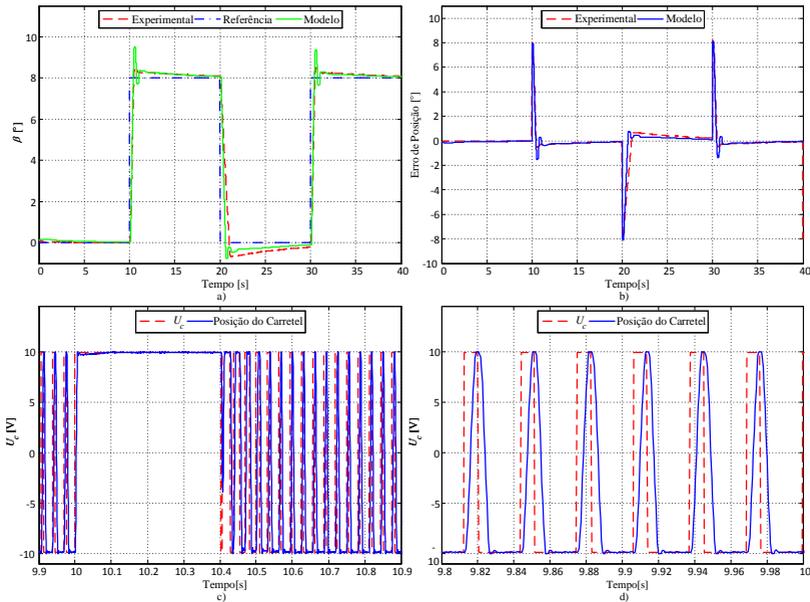
A Figura 6.22 mostra a força medida durante os experimentos e a Figura 6.23 apresenta os resultados obtidos para o controle de posição usando ganhos do controlador  $k_p$  e  $k_i$  iguais a 0,7 e 0,1 respectivamente. A Tabela 6.8 mostra o tempo de subida ( $t_r$ ), o tempo de acomodação ( $t_s$ ) e o sobressinal ( $SS$ ) para o primeiro degrau apresentado.

Figura 6.22 - Força medida para o ensaio com 10000 N negativa aplicada ao cilindro de controle de posição para o sistema digital. a) Pressões nas câmaras do cilindro de força; b) Força.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Figura 6.23 - Resposta do ensaio para controle de posição com força de 10000 N negativa para o sistema digital  $k_p=0,7$ ,  $k_i=0,1$ : a) Posição; b) Erro de posição; c) Sinal de controle; d) Sinal de controle em zoom.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Tabela 6.8 - Valores para o ensaio de força de 10000 N negativa digital.

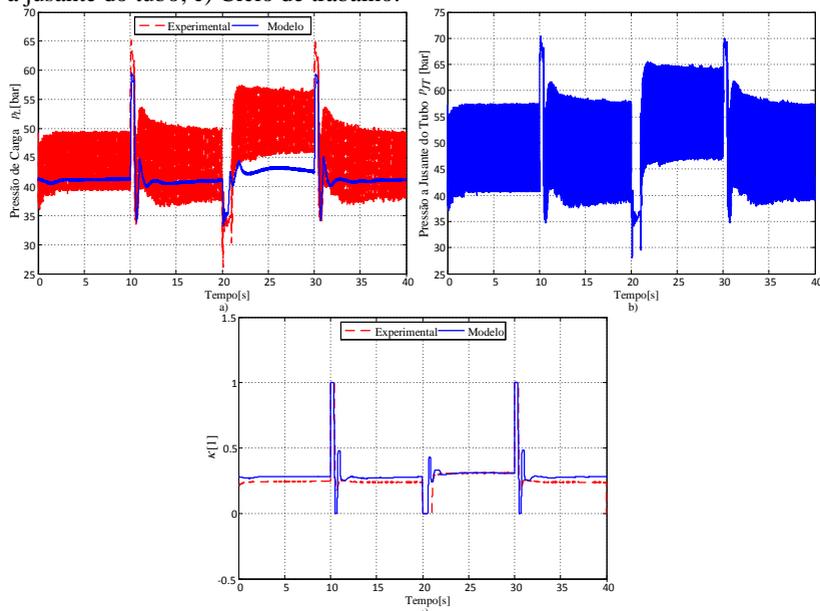
Degrau[°]	$t_{r\_mod}$ [s]	$t_{r\_exp}$ [s]	$t_{s\_mod}$ [s]	$t_{s\_exp}$ [s]	$SS_{mod}$ [°]	$SS_{exp}$ [°]
0-8	0,23	0,31	0,42	0,48	9,53	8,53
8-0	0,38	0,74	0,61	1,01	-0,76	-0,66

Fonte: Elaborada pelo autor.

Para o sistema digital com força negativa, ou seja, com a força aplicada na direção de avanço do cilindro de controle de posição, os resultados obtidos mostram que o sistema é capaz de controlar a posição do ângulo de passo com baixo erro. Com a força negativa, o sistema se comporta de maneira bastante semelhante ao sistema com força positiva. No entanto, nesta situação devido à dinâmica do sistema de controle de força, a mesma acaba reduzindo quando o cilindro se movimenta de uma posição para outra, o que acaba gerando uma situação mais favorável para o sistema de controle de posição. Porém, os resultados do modelo a parâmetros concentrados em regime transiente apresentam uma maior oscilação quando o sistema atinge a posição desejada, devido à

variação que ocorre do ciclo de trabalho mostrada na Figura 6.24. A Figura 6.24 mostra a pressão de carga para o modelo a parâmetros concentrados em regime transiente e experimentos juntamente com a pressão a jusante do tubo e o ciclo de trabalho para o ensaio com força negativa.

Figura 6.24 - Resposta do ensaio para controle de posição com força de 10000 N negativa para o sistema digital  $k_p=0,7$ ,  $k_i=0,1$ : a) Pressão de carga; b) Pressão a jusante do tubo; c) Ciclo de trabalho.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Os resultados obtidos para a pressão de carga mostram que a mesma apresenta um comportamento mais oscilatório em relação aos resultados com força positiva. Nesta configuração, o controlador reduz a pressão de carga para que a diferença de pressões nas câmaras do cilindro de força gere uma força contrária à aplicada. Com isso o controlador precisa manter o ciclo de trabalho em um valor menor. O valor do ciclo de trabalho para a força de 10000 N negativa é de 0,23, onde este fica próximo do limite de operação da válvula em 32 Hz. Para esta condição, o acumulador consegue atenuar os picos de pressão existentes, porém não com a mesma eficiência que com o sistema operando com forças positivas.

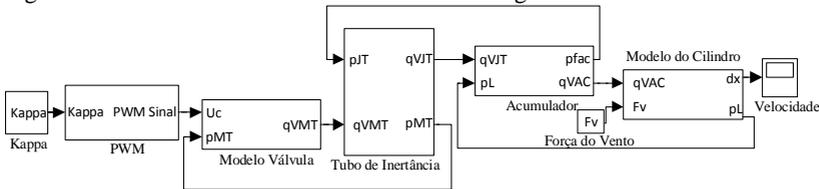
### 6.3 AVALIAÇÃO DA EFICIÊNCIA

As pesquisas relacionadas a sistemas que aplicam hidráulica digital visam o aumento da eficiência dos sistemas hidráulicos. Nesta seção serão mostrados os resultados obtidos de eficiência energética para um sistema de controle de velocidade tanto convencional como digital. Também serão analisadas as eficiências para o sistema de controle de posição estudado nesta dissertação.

#### 6.3.1 Avaliação da eficiência para o sistema de controle de velocidade.

O sistema de controle de velocidade, utilizado para o cálculo da eficiência, é derivado do modelo em malha aberta apresentado na seção 4.6. Para o sistema digital, é aplicado como entrada ao sistema um valor fixo de ciclo de trabalho, onde, posteriormente, é avaliada a velocidade resultante do cilindro de posição, como é mostrado pela Figura 6.25.

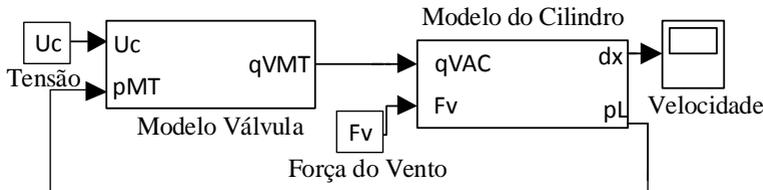
Figura 6.25 - Sistema de controle de velocidade digital.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Para o sistema convencional, é dado como entrada ao sistema um valor constante de tensão para a válvula. Este valor é ajustado até se conseguir a mesma velocidade obtida para o sistema digital. A Figura 6.26 mostra o sistema de controle de velocidade convencional.

Figura 6.26 - Sistema de controle de velocidade convencional.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Para a aferição das eficiências de ambos os sistemas, foram calculadas as perdas de energia existentes em cada componente hidráulico (válvula, tubo de inércia e acumulador).

A perda de energia na válvula ( $E_V$ ) para o sistema digital é calculada por:

$$E_V(t) = \int_0^t (p_{HS}(t) - p_{MT}(t))q_{VHS}(t)dt, \quad \text{para } U^{V1} = 10, \quad (6.2)$$

$$E_V(t) = \int_0^t (p_{LS}(t) - p_{MT}(t))q_{VLS}(t)dt, \quad \text{para } U^{V1} = -10. \quad (6.3)$$

Para o sistema convencional, a perda de energia na válvula é calculada segundo:

$$E_V(t) = \int_0^t (p_{HS}(t) - p_A^{CP}(t))q_{VL}(t)dt, \quad \text{para } U^{V1} \geq 10, \quad (6.4)$$

$$E_V(t) = \int_0^t (p_A^{CP}(t) - p_{LS}(t))q_{VL}(t)dt, \quad \text{para } U^{V1} < 10. \quad (6.5)$$

As perdas de energia para o tubo de inércia ( $E_T$ ) e acumulador hidráulico ( $E_{AC}$ ) podem ser calculadas segundo as equações (6.6) e (6.7), respectivamente, ou seja:

$$E_T(t) = \int_0^t (p_{MT}(t) - p_{JT}(t))q_{VMT}(t)dt, \quad (6.6)$$

$$E_{AC}(t) = \int_0^t (p_{JT}(t) - p_A^{CP}(t))q_{VL}(t)dt. \quad (6.7)$$

As energias associadas às portas A e B do cilindro ( $E_A$ ) e ( $E_B$ ), à entrada do tubo de inércia ( $E_{MT}$ ), à saída do tubo de inércia ( $E_{JT}$ ), ao suprimento do sistema ( $E_{HP}$ ) e ( $E_{LP}$ ) e à força de carga ( $E_{Fc}$ ) são calculadas, respectivamente, por:

$$E_A(t) = \int_0^t (p_A^{CP}(t)q_L(t)dt, \quad (6.8)$$

$$E_B(t) = \int_0^t (p_B^{CP}(t)q_B(t)dt, \quad (6.9)$$

$$E_{MT}(t) = \int_0^t (p_{MT}(t)q_{VMT}(t)dt, \quad (6.10)$$

$$E_{JT}(t) = \int_0^t (p_{JT}(t)q_{VJT}(t)dt, \quad (6.11)$$

$$E_{HP}(t) = \int_0^t (p_{HS}(t)q_{VHS}(t)dt, \quad (6.12)$$

$$E_{LP}(t) = \int_0^t (p_{LS}(t)q_{VLS}(t)dt, \quad (6.13)$$

$$E_{Fc}(t) = \int_0^t (F_c(t)v_c(t)dt. \quad (6.14)$$

A avaliação da eficiência foi realizada considerando as eficiências hidráulica ( $\eta_H$ ) e global ( $\eta_G$ ) do sistema. A eficiência hidráulica é calculada pela razão entre a energia hidráulica consumida pela porta A do cilindro e a energia hidráulica fornecida, ou seja:

$$\eta_H = \frac{E_A(t)}{E_{HP}(t) + E_{LP}(t)}. \quad (6.15)$$

A eficiência global é calculada pela razão entre a energia mecânica e a energia hidráulica fornecida ao sistema, ou seja:

$$\eta_G = \frac{E_{Fc}(t)}{E_{HP}(t) + E_{LP}(t)}. \quad (6.16)$$

A razão entre a energia que entra e a energia que sai dos componentes hidráulicos (válvula ( $R_E^V$ ), tubo de inertância ( $R_E^T$ ), acumulador hidráulico ( $R_E^A$ ) e cilindro de posição ( $R_E^C$ )) é calculada, respectivamente, por:

$$R_E^V = \frac{E_{MT}(t)}{E_{HP}(t) + E_{LP}(t)}, \quad (6.17)$$

$$R_E^T = \frac{E_{JT}(t)}{E_{MT}(t)}, \quad (6.18)$$

$$R_E^A = \frac{E_A(t)}{E_{JT}(t)}, \quad (6.19)$$

$$R_E^C = \frac{E_{Fc}(t)}{E_A(t)}. \quad (6.20)$$

Para o sistema convencional, a razão de energia da válvula é dada por:

$$R_E^V = \frac{E_A(t)}{E_{HP}(t) - E_{LP}(t)}. \quad (6.21)$$

Partindo da Equação (6.16) e combinando as equações (6.17), (6.18), (6.19) e (6.20), a eficiência global também pode ser calculada por:

$$\eta_G = R_E^V \times R_E^T \times R_E^A \times R_E^C. \quad (6.22)$$

A Tabela 6.9 e a Tabela 6.10 mostram a energia consumida ( $E_C$ ), a energia suprida ( $E_S$ ) e os resultados das eficiências hidráulicas e mecânicas obtidas para o sistema digital e convencional de controle de velocidade submetidos a diferentes condições de carregamento, respectivamente:

Tabela 6.9 - Eficiências e energias para o controle de velocidade com o sistema digital.

$F_c$ [N]	$v_c$ [m/s]	$\kappa$ [1]	$E_V$ [J]	$E_T$ [J]	$E_{AC}$ [J]	$E_C$ [J]	$E_S$ [J]	$\eta_H$ [%]	$\eta_G$ [%]
0	0,062	0,7	3450,4	6591,7	98,11	20204,0	28814,0	70,1	0,0
5000	0,041	0,7	1590,5	4688,4	63,04	1555,4	2017,6	77,1	10,3
10000	0,013	0,7	352,4	3006,6	46,15	5590,3	8247,3	67,7	16,0

Fonte: Elaborada pelo autor.

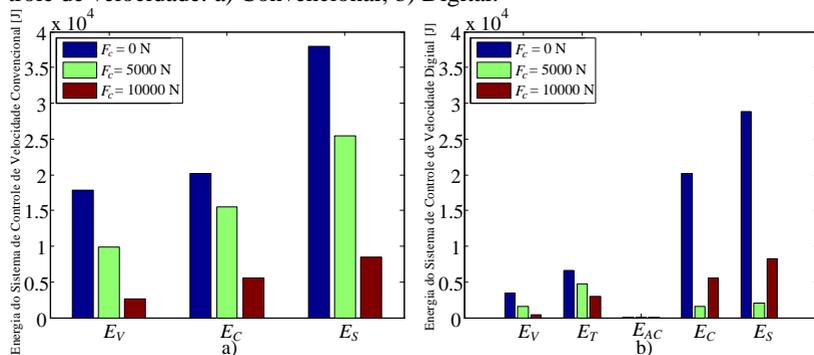
Tabela 6.10 - Eficiências e energias para o controle de velocidade com o convencional.

$F_C$ [N]	$v_C$ [m/s]	$U_C$ [V]	$E_V$ [J]	$E_C$ [J]	$E_S$ [J]	$\eta_H$ [%]	$\eta_G$ [%]
0	0,062	3,72	17792	20138	37966	53,0	0,0
5000	0,041	2,74	9892,7	15482	25476	60,7	8,1
10000	0,013	0,995	2678,5	5574,3	8436,3	66,3	15,6

Fonte: Elaborada pelo autor.

Para uma melhor visualização das perdas em cada componente dos sistemas convencional e digital, a Figura 6.27 mostra um diagrama de barras das perdas de cada sistema.

Figura 6.27 - Perda de energia dos componentes hidráulicos do sistema de controle de velocidade: a) Convencional; b) Digital.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Os resultados mostram que o sistema digital tem um ganho de eficiência hidráulica de aproximadamente 17% para forças de 0 e 5000 N em relação ao sistema convencional. Ao comparar as energias envolvidas em cada componente para ambos os sistemas, a válvula apresenta perda significativa de energia para o sistema convencional devido ao seu comportamento resistivo nesta condição de operação. Para o sistema digital, a perda da válvula é reduzida devido ao chaveamento entre as linhas de alta e baixa pressão de suprimento. A presença do tubo de inertância e do acumulador hidráulico também geram perdas ao sistema, no entanto, a soma das perdas dos componentes do sistema digital (válvula, tubo de inertância e acumulador) é menor do que a perda na válvula para o sistema convencional. Para a força de 10000 N, as eficiências hidráulicas equivalem-se devido à baixa velocidade do sistema resultan-

do em gastos de energia similares. Em relação à eficiência mecânica, o sistema digital ganha em média 1,2 % neste caso.

### 6.3.2 Avaliação da eficiência para o sistema de controle de posição

A avaliação da eficiência do sistema de controle de posição foi realizada considerando-se o intervalo de tempo para qual o ângulo de passo variasse da posição de ângulo igual a zero até a nova posição estabelecida para uma entrada em degrau onde ocorresse o máximo sobressinal de ângulo. Neste caso, o controle de posição deve levar o sistema da posição zero até a nova posição estipulada pelo degrau. A avaliação foi realizada mediante três diferentes condições de carregamento. A Tabela 6.11 e a Tabela 6.12 mostram os resultados obtidos para o sistema digital e convencional, respectivamente, e a Figura 6.28 o gráfico de barras da perda em cada componente.

Tabela 6.11 - Eficiências para o controle de posição digital.

Degrau [°]	$F_C$ [N]	$E_V$ [J]	$E_T$ [J]	$E_{Ac}$ [J]	$E_C$ [J]	$E_S$ [J]	$\eta_H$ [%]	$\eta_G$ [%]
0-8,86	0	783,20	503,85	22,77	1651,3	2843,7	58,07	0
0-8,60	5000	575,59	445,39	17,95	1822,5	2797,6	65,15	14,4
0-8,55	10000	415,75	368,52	14,08	2005,2	2774,0	72,2	21,3

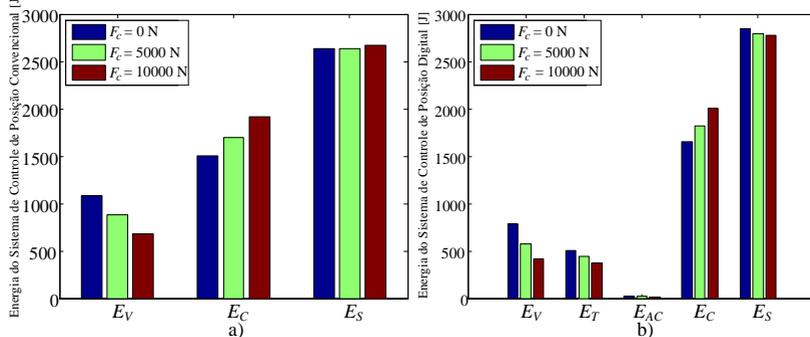
Fonte: Elaborada pelo autor.

Tabela 6.12 - Eficiências para o controle de posição convencional.

Degrau [°]	$F_C$ [N]	$E_V$ [J]	$E_C$ [J]	$E_S$ [J]	$\eta_H$ [%]	$\eta_G$ [%]
0-8,23	0	1084,3	1500,8	2633,9	56,9	0
0-8,24	5000	882,60	1699,7	2639,7	64,3	12,7
0-8,27	10000	678,05	1912,9	2672,5	71,5	20,3

Fonte: Elaborada pelo autor.

Figura 6.28 - Perda de energia dos componentes hidráulicos do sistema de controle de posição: a) Convencional; b) Digital.



Fonte: Elaborada pelo autor.

Os resultados mostram que o sistema digital e convencional são equivalentes em termos de eficiência tanto mecânica quanto hidráulica. Isto ocorre devido ao fato de que quando o sistema hidráulico digital posiciona o cilindro da posição zero para a desejada, o sinal de controle satura, o que faz a válvula abrir totalmente, interrompendo o seu chaveamento. Ao parar o chaveamento da válvula, o sistema tem comportamento equivalente ao sistema convencional. Nesta situação, a perda de energia na válvula e no tubo aumenta significativamente, reduzindo a eficiência do sistema.

## 7. CONCLUSÕES

O estudo realizado nesta dissertação mostra, de maneira detalhada, as principais características do funcionamento de circuitos que utilizam hidráulica digital de chaveamento rápido. Um modelo do sistema a parâmetros concentrados operando em regime permanente foi apresentado, onde uma análise aprofundada da influência dos parâmetros geométricos do tubo de inércia e período de chaveamento da válvula foi realizada.

Os resultados mostram que a resistência da válvula tem influência considerável na eficiência do sistema e deve ser levada em consideração no dimensionamento do tubo de inércia. A pressão de carga calculada a partir do modelo a parâmetros concentrados em regime permanente não apresenta dependência em relação ao período de chaveamento da válvula, o que indica que o desenvolvimento de válvulas extremamente rápidas não é necessário, assim, válvulas com alto tempo de resposta são capazes de cumprir os requisitos pelo ponto de vista do controle de pressão. No entanto, o tempo de resposta deve ser levado em consideração em sistemas reais para garantir que a válvula possa atingir sua máxima abertura e fechamento para toda a faixa de ciclos de trabalho. Como mostrado, o diâmetro e o comprimento do tubo de inércia têm grande influência para a eficiência do sistema. Para os parâmetros utilizados no desenvolvimento desta dissertação, ao se aumentar o comprimento do tubo, a eficiência aumenta para valores de diâmetro maiores de 10 mm. Porém, valores elevados de diâmetro não causam ganho significativo de eficiência e são impraticáveis em situações reais. Assim, um procedimento de escolha dos valores ideais para o diâmetro e comprimento do tubo, conhecendo-se os pontos de operação em que o sistema irá atuar e a válvula a ser utilizada, foi apontado. Uma função auxiliar  $\psi$  foi proposta, onde com esta foi possível mostrar que o ponto crítico para a avaliação da eficiência ocorre para um ciclo de trabalho igual a 0,5.

Além do modelo a parâmetros concentrados em regime permanente, um modelo a parâmetros concentrados em regime transiente do sistema funcionando em malha aberta e fechada foi apresentado. Em relação ao modelo em regime transiente em malha aberta, os resultados obtidos, quando comparados com o modelo a regime permanente, mostram que para cada valor de ciclo de trabalho, os pontos obtidos são equivalentes, o que comprova que ambos os modelos são plenamente adequados para prever o comportamento do sistema em regime perma-

nente. Destaca-se que, os modelos foram validados experimentalmente para frequência de chaveamento de 32 Hz.

Ao se aumentar a frequência de chaveamento, o comportamento do tempo de resposta da válvula se torna mais evidente. Para frequências elevadas a válvula não consegue responder para valores baixos e altos de ciclo de trabalho. Outro ponto a se destacar é a frequência de ressonância do tubo, na qual, não foi levada em consideração neste estudo, mas a mesma pode influenciar nos resultados.

Em relação ao modelo em malha fechada, experimentos foram realizados na bancada de controle de ângulo de passo com intuito de avaliar o desempenho e validar o modelo. Os resultados obtidos mostram que o modelo em malha fechada é capaz de prever o comportamento real do sistema. Os resultados experimentais para o sistema convencional mostram que a bancada consegue controlar a posição do ângulo de passo para forças tanto positivas como negativas com alta resposta e erro em regime permanente menor que 1,5%. Ao se utilizar o sistema com hidráulica digital, os resultados também mostram que o modelo apresenta valores próximos aos obtidos experimentalmente. Porém, nesta situação há a saturação do sinal de controle enviado para a válvula, o que faz a mesma abrir ou fechar totalmente. Nesta situação, a válvula não se mantém chaveando, o que induz o sistema de controle de posição a funcionar de maneira semelhante ao convencional, indicando que a válvula é pequena para trabalhar digitalmente no sistema adotado. A adoção de um acumulador hidráulico demonstra ser necessária para a atenuação dos picos de pressão presentes em sistemas digitais de chaveamento rápido. Com os resultados obtidos para o sistema digital é demonstrada o modelo em regime transiente é apto para prever o comportamento de sistemas hidráulicos digitais de chaveamento rápido.

A análise da eficiência de um sistema de controle de velocidade e do sistema de controle de posição demonstrou que quando o sistema digital opera em controle de velocidade, podem-se alcançar ganhos de eficiência maiores que 17% em relação ao sistema convencional. Entretanto, para o sistema de controle de posição, ambos os sistemas, digital e convencional, têm eficiências similares. Isto ocorre devido à saturação do sinal de controle no sistema digital, fazendo-o operar de maneira similar ao sistema convencional.

Por fim, esta dissertação contribuiu para a publicação de De Negri *et al.* (2015) intitulada “Modelling and analysis of hydraulic step-down switching converters” no IJFP (*International Journal of Fluid Power*), revista conceituada na área de atuação hidráulica e pneumática.

## 7.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Com as conclusões obtidas por este trabalho, sugestões para possíveis trabalhos futuros podem ser obtidas:

- Fazer a instalação de um sistema hidráulico do tipo *step-up* com o intuito de verificar o comportamento dinâmico nesta configuração;
- Fazer a instalação de um sistema digital utilizando válvulas conectadas paralelamente com o objetivo de comparar sua resposta dinâmica com o sistema de chaveamento rápido;
- Desenvolver um método para o dimensionamento da válvula para sistemas de chaveamento rápido.
- Fazer um estudo das vibrações provenientes do chaveamento da válvula com o propósito de desenvolver soluções para atenuar os níveis de ruído;
- Desenvolver uma válvula com baixo tempo de resposta, menor que 2 ms e alta vazão a fim de analisar o comportamento do sistema para frequências maiores;



## REFERÊNCIAS

ACHTEN, P. Convicted to Innovation in Fluid Power. Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, v. 224, n. 6; p. 619-621. 2010.

ALLEYNE, A.;LIU, R.; A simplified approach to force control for electro-hydraulic systems. Control Engineering Practice 8, 1347-1356, 2000.

BELAN, H, B.;LOCATELI, C. C.;ENDLER, L.;PIERI, E. R. D.;DE NEGRI,V.J.; Aumento da eficiência energética em sistemas hidráulicos utilizando hidráulica digital. Anais do XX Congresso Brasileiro de Automática, Belo Hozironte, MG, 20 a 24 de Setembro de 2014.

BELAN, H, B.;LOCATELI, C. C.;LANTTO, B.;KRUS. P.;DE NEGRI, V. J.; Digital Secondary Control Architecture for Aircraft Application. The Seventh Workshop on Digital Fluid Power, February 26-27, Linz, Austria, 2015.

REXROTH BOSCH GROUP- Hydraulic Control Technology for Wind Turbines Generators;  
<[https://www.boschrexroth.com/country\\_units/europe/norway/images/Hydr.pdf](https://www.boschrexroth.com/country_units/europe/norway/images/Hydr.pdf)> Acessado em 10/06/2015.

BROWN, F.T. Switched reactance hydraulics: a new way to control fluid power. Proceedings of the national conference on fluid power. Chicago: National Fluid Power Association, p. 25–34, 1987.

BROWN, F.T., TENTARELLI, S.C., AND RAMACHANDRAN, S.A. A hydraulic rotary switched-inertance servo-transformer. Transactions of ASME: journal of dynamic systems, measurement, and control, 110, 144–150, 1988.

CHIANG, M.H.; CHEN, Y.N.; LIN H.T. CHANG, Y.Y.; A variable speed pump-controlled hydraulic servo system for a novel pitch control system of wind turbines. 7th Internation Fluid Power Conference, Aachen,Germany, 2010.

DE NEGRI, V.J., WANG, P., JOHNSTON, D.N., and PLUMMER, A.. Behavioural prediction of hydraulic step-up switching converters. International Journal of Fluid Power. Vol 15, No. 1, 1-9. 2014.

DE NEGRI, V.J., NOSTRANI, M.P., WANG P., JOHNSTON D.N., and PLUMMER, A.,\Modelling and analysis of hydraulic step-down switching converters, International Journal of Fluid Power, 2015.

DE NEGRI, V.J., Theoretical and Experimental Study of Hydraulic System Control Using the Hydraulic Reactance Principal. Research Report 5-30<sup>rd</sup>. June 2010.

DESTRO, M. Análise de Condições Operacionais Críticas em Posicionadores Eletro-Hidráulicos. 2014. 138 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2014.

EGGERS, B., RAHMFELD, R., IVANTYSYNOVA., M. An energetic comparison between valveless and valve controlled active vibration damping for off-road vehicles. Proceedings of the 6<sup>th</sup> JFPS International Symposium on Fluid Power. TSUKUBA. 2005.

FOX, R. W., MCDONALD, A. T., and Pritchard, P. J. Introduction to Fluid Mechanics, 8<sup>th</sup> ed. Hoboken, NJ: Wily, 2011.

FURST, F.L., DE NEGRI, V. J. Projeto de sistemas hidráulicos de controle de posição. Apostila. Florianópolis: 107 p. 2002.

GALLONI, A. Modelling and energy assessment of a switched in-ertance hydraulic system for pitch control. Iniversità degli studi di Modena e Reggio Emilia. Dipartimento di Ingegneria “Enzo Ferrari”. 2015.

GONZALEZ, F. E.; Estudo das Forças Atuantes em Mecanismos de Regulação de Ângulo de Passo e Desenvolvimento de um Sistema Emulador de Cargas. 2012. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica)-Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2012.

HYDAC HYDRAULIC DAMPERS CATÁLOGO, 2014,  
<http://www.hydac.com.au/MessageForceWebsite/Sites/279/Files/HydraulicDampers.pdf> Acessado em 10/06/2015

IJAS, M.; Damping of Low Frequency Pressure Oscillation, Tampere University of Technology. Publication 656. 2007.

JOHNSTON, D.N. Efficient Methods for Numerical Modeling of Laminar Friction in Fluid Lines. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* December, Vol. 128. pp. 829-834. DOI: 10.1115/1.2361320, 2006.

JOHNSTON, D.N. The transmission line method for modelling laminar flow of liquid in pipelines. *Proc. IMechE Part I: Journal of Systems and Control engineering*, Vol. 226. pp. 586-597. DOI: 10.1177/0959651811430035. May, 2012.

KRUS, P., WEDDFELT, K., PALMBERG, J.-O. Fast pipeline models for simulation of hydraulic systems. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. Vol.116. pp. 132-136. March 1994.

LINJAMA, M.; LAAMANEN, A.; VILENIUS, M. Is it time for digital hydraulics? *The Eight Scandinavian International Conference on Fluid Power*, Tampere, Finland, 2003.

LINJAMA, M., VILENIUS, M. Energy-Efficient Motion Control of a Digital Hydraulic Joint Actuator. *Proceeding oh the 6th JFPS International Symposium on Fluid Power*, TSUKUBA, November 7-10, 2005.

LINJAMA, M. Energy Saving Digital Hydraulics. *Second Workshop on Digital Fluid Power*, Linz, Austria, 2009.

LINJAMA, M. Digital fluid power-state of the art. *The Twelfth Scandinavian International Conference on Fluid Power*, Tampere, Finland. 2011.

LINJAMA, M., VILENIUS, M. Digital Hydraulics – Towards Perfect Valve Technology. *Technology. Digitalna Hidravlika*, Ventil 14 / / 2. pp. 138-148. 2008.

von LINSINGEN, I. V. & DE NEGRI, V. J. Fundamentals of hydraulic systems and components. In: Totten, G. E. & De Negri, V. J. (eds.) *Handbook of Hydraulic Fluid Technology*. 2nd ed. London: CRC Press, Chap.1, p. 1-51. 2012.

LINSINGEN, I. V. Fundamentos de Sistemas Hidráulicos. 4ª ed. Florianópolis: Ed. UFSC, ISBN: 85-328-00646-8. 2013.

LEDEZMA, J, A, P.; Controle Robusto de Força em Atuadores Hidráulicos Aplicando a Teoria de Realimentação Quantitativa. . 2012. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica)-Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2012.

LOCATELI, Cristiano Cardoso. Modelagem e desenvolvimento de um sistema de controle de posição pneumático com acionamento por válvulas on/off. Florianópolis, SC, 2011. xxiii, 115 p. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2011.

LOCATELI, C. C.; BELAN, H. C.; DE PIERI, E. R.; KRUS, P.; DE NEGRI, V. J. Actuator Speed Control Using Digital Hydraulic Principles. *Aprovado para publicação no Bath/ASME Conference of Fluid Power and Motion Control*, Bath, United Kingdom, 2014a.

LOCATELI, C. C.; TEIXEIRA, P. L.; DE PIERI, E. R.; KRUS, P.; DE NEGRI, V. J. Digital hydraulic system using pumps and on/off valves controlling the actuator. *FPNI Ph.D Symposium on Fluid Power*, Lappeenranta, Finland, 2014b.

MACHADO, C. Compensação de atrito em atuadores hidráulicos utilizando redes neurais. 2003. 86 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis. 2003.

MILLMANN, J., TAUB, H. Pulse, digital, and switching waveforms. McGraw-Hill, New York. 1965.

MURARO, Irving. Estudo das características comportamentais de válvulas proporcionais e seus efeitos nos posicionadores eletro-hidráulicos. 2009. 176 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2009.

MURRENHOFF, H. Trends in valve development. O+P – Ölhydraulik und Pneumatik. Vol. 46, N. 4. 2003.

NOSTRANI, M. P.; Desenvolvimento de Reforço Estrutural para uma Bancada de Ensaios de Ângulo de Passo para Turbinas Eólicas . 2012. Trabalho de Conclusão de Curso - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2012.

PAN, M., JOHNSTON, D. N., PLUMMER, A. R., KUDZMA, S. AND HILLIS, A. J. Theoretical and experimental studies of a switched in-ertance hydraulic system including switching transition dynamics, non-linearity and leakage. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 228 (1). pp. 12-25. ISSN 0959-6518. 2014.

PAO, L. Y.; JOHNSON, K. E. ;A Tutorial on the Dynamics and Control of Wind Turbines and Wind Farms, Proc. American Contro Conf., St. Louis, MO, pp. 2076-2089, June 2009.

PENG,S., KOGLER,H., GUGLIELMINO,E., SCHEIDL, H., BRANSON,D.T., CALDWELL, D. G. The Use of a Hydraulic DC-DC Converter in the Actuator of a Robotic Leg. IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS) November 3-7, Tokyo, Japan. 2013.

RABIE, M. G. Fluid Power Engineering. New York: McGraw-Hill, 2009.

SANTIANES,M.J.C.;MARTINEZ,M.P.;JIMENEZ,J.A.C.; Aerogeneradores de potência inferior a 100kW. Centro de Investigaciones energeticas, medioambientales y tecnologicas. Gobierno de Espanha. Ministerio de ciencia e innovacion. 2008.

SCHEIDL R., RIHA G., Energy Efficient Switching Control by a Hydraulic „Resonance-Converter“. In: Burrows, C. R. & Edge K. A. (Eds.): Proc. Workshop on Power Transmission and Motion Control (PTMC'99), Sept. 8-11, Bath, UK, pp. 267-273. 1999.

SCHEIDL R., MIKOTA G., The Role of Resonance in Elementary Hydraulic Switching Control, Journal of Systems and Control Engineering, Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. 217, Part I, pp. 469-480. 2003.

SCHEIDL, R., LINJAMA, M., SCHMIDT, S. Is the Future Of Fluid Power Digital? Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers.

Part I: Journal of Systems and Control Engineering, v. 226, n. 6, p pp. 721-723, ISSN 09596518. 2012.

SCHEIDL, R.; KOGLER, H.; WINKLER, B. Hydraulic Switching Control - objectives, concepts, challenges and potential applications. *Magazine of Hydraulics, Pneumatics, Tribology, Ecology, Sensorics, Mechatronics*, n. 1, ISSN: 1453 - 7303. 2013.

SELL,N.P., JOHNSTON,D. N., A. R. PLUMMER., KUDZMA,S., Control of a fast switching valve for digital hydraulics. The 13<sup>th</sup> Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP2013, June 3-5, Linköping, Sweden. 2013,

SZPAK, Rodrigo. Análise Teórico-Experimental das Pressões em Posicionadores Hidráulicos. 2008. 143 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2008.

TLM *Model* - <<http://people.bath.ac.uk/ensdnj/models>>. Acessado em 10/06/2015

TU,C.H., RANNOB,M., DE VEM,J.D., WANG,M., LI,P.Y., CHASE,T.R., High Speed Rotary Pulse Width Modulated on/off Valve. Proceedings of ASME-IMECE. International Mechanical Engineering Congress and RD&D Expo. November 11-15, Seattle, Washington, USA. 2007.

TU,C.H., RANNOB,M., WANG,M., LI,P.Y., CHASE,T.R., Modeling and Validation of a High Speed Rotary PWM on/off Valve. Proceedings of ASME. Dynamic Systems and Control Conference. October 12-14, Hollywood, California, USA. 2009.

UUSITALO,J.-P., AHOLA, V., SOEDERLUND, L., LINJAMA, M., JUHOLA, M., KETTUNEN, L. Novel bistable hammer valve for digital hydraulics. *International Journal of Fluid Power*. N. 3, pp. 35-44. 2009.

VÁLVULA PARKER

<[http://www.parker.com/literature/Hydraulic%20Controls%20Europe/HY11-3500UK/PDF\\_2013/D1FP%20UK.pdf](http://www.parker.com/literature/Hydraulic%20Controls%20Europe/HY11-3500UK/PDF_2013/D1FP%20UK.pdf)>. Acessado em 10/06/2015

WANG, F.; GU, L.; CHEN, Y. A continuously variable hydraulic pressure converter based on high-speed on–off valves. *Mechatronics*, v. 21, n. 8, p. 1298-1308. ISSN: 09574158, 2011.

WANG,M., LI,P.Y., Event based Kalman filter observer for rotatory high speed on.off valve. American Control Conference. Seattle, Washington, USA, June 11-13, 2008.

WANG,M., LI,P.Y., Duty Ration Control of a Rotary PWM Valve with Periodic Measurement Error. American Control Conference. St Louis, MO, USA, June 10-12, 2009.

WATTON, J. Fundamentals of Fluid Power Control. New York: Cambridge University, 2009.

WELLSTEAD, P. E. Introduction to Physical System Modelling. London: Ed. Academic Press Ltd., 244 p. 2000.

WILLKOMM, J., WANLER, M., WEBER., J. Process-adapted control to maximize dynamics of displacement-variable pumps. Symposium on Fluid Power & Motion Control. Bath, United Kingdom. pp. 10-12. 2014.

WINKLER, B., PLÖCKINGER, A., SCHEIDL, R. A novel piloted fast switching multi popet valve. International Journal of Fluid Power. N. 3, pp. 7-14. 2010.



## APÊNDICE A- CÓDIGO DO MODELO A PARÂMETROS CONCENTRADOS EM REGIME PERMANENTE

```

% Modelo Step Down
%Parâmetros do modelo
rho=870; % Massa Específica [kg/m^3]
Bm=1.6e9; % Módulo de Compressibilidade [Pa]
Lt=5.7; % Comprimento do Tudo [m]
d=7e-3; % Diâmetro do Tubo [m]
nu=32e-6; %
visc=nu*1e6; % Viscosidade Cinemática [m^2/s]
% Tubo
LL=rho*Lt/(pi*d^2/4); % Inertância [kg/m^4]
CC=(pi*d^2/4)*Lt/Bm; % Capacitância [m^3/Pa]
RR=(128*rho*Lt*nu)/(pi*d^4); % Resistência do
tubo [Pa.s/m^3]
% RR=6.201e9; %Resistência Experimental do tubo
[Pa.s/m^3]
% RR=1.67e9; %Resistência Experimental do tubo
[Pa.s/m^3]
%Válvula
RV1=3.1554e9;
RV2=RV1;
%Chaveamento
Tsw=0.03125; %Periodo de Chaveamento [s]
fsw = 1/Tsw; %Frequência de Chaveamento [Hz]
%Paramêtros da Simulação
pSdw=[122.69e5 117.58e5 118.21e5 116.86e5 120e5]; %
[Pa] Para 32Hz Experimental
% pSdw=[120e5 120e5 120e5 120e5 120e5]; % Para
8Hz,16Hz,32Hz e 40Hz
pTdw=[23.48e5 12.29e5 8.42e5 9.04e5 10e5]; % [Pa]
Para 32Hz Experimental
% pTdw=[3e5 3e5 3e5 3e5 3e5]; % [Pa] Para
8Hz,16Hz,32Hz e 40Hz
Ltbu=LL;
Res=RR+RV1; %Resistência total tubo mais válvula
[Pa.s/m^3]
i=0;
for qVA=0e-4:1e-4:4e-4 %Vazão de Carga [m^3/s]
i=i+1;
qva(i)=qVA;
j=0;

```

```

pTd=pTdw(i);
pSd=pSdw(i);
for kap=0:0.001:0.98;
    j=j+1;
    kappa(j)=kap;
    kapp=kap;
    zeroX(j)=0;
    z=0;
    for pLL=20e5:10e5:60e5
        z=z+1;
        pll(z)=pLL;
    if kap==1
        kapp=0.9999;
    end
    if kap==0
        kapp=0.001;
    end
    % Modelo Step Down com resistência
    ResdR=Res;
    tau=LL/ResdR;
    pAdRSimp(i,j)=(pSd*kapp)+pTd*(1-kapp)-
qVA*ResdR); %Pressão de carga
    % Baixa vazão de suprimento
    qVTdR(i,j)=(pTd-pAdRSimp(i,j))*(1-
kapp)/...
        (ResdR))+((tau*(1-exp(-Tsw*(1-
kapp)/tau))*(1-exp(-Tsw*kapp/tau))*(pSd-pTd))/((1-
exp(-Tsw/tau))*ResdR*Tsw));
    % Alta vazão de suprimento
    qVSdR(i,j)=((pTd-pSd)*tau*(1-exp(-
Tsw*(1-kapp)/tau))*(1-exp(-Tsw*kapp/tau)))/((1-
exp(-Tsw/tau))*ResdR*Tsw))...
        +((pSd-pAdRSimp(i,j))*kapp)/ResdR);
    % Função auxiliar psi
    fi=((kapp*(1-kapp))-(tau*(1-exp(-
(Tsw)*(1-kapp)/tau))*(1-exp(-
(Tsw)*kapp/tau)))/((1-exp(-(Tsw)/tau))*(Tsw))));
    if pAdRSimp(i,j)>=0
    % Eficiência
        EffdR(i,j)=(qVA*(pSd*kapp+pTd*(1-
kapp))-qVA^2*ResdR)/((pSd-
pTd)^2*fi/ResdR)+qVA*(pSd*kapp+pTd+(1+kapp));
    end

```

```

        end
    end
end
figure(1)
plot(kappa(:),pAdRSimp(1,:), '-r')
hold on
plot(kappa(:),pAdRSimp(2,:), '--k')
hold on
plot(kappa(:),pAdRSimp(3,:), ':b')
hold on
plot(kappa(:),pAdRSimp(4,:), '-.g')
hold on
axis([0,1,-20e5,130e5])
xlabel('\it \kappa\it')
[1]', 'FontSize',10, 'Fontname', 'Times New Roman');
ylabel('\it p_{L}')
[Pa]', 'FontSize',10, 'Fontname', 'Times New Roman');
leg= legend('\it q_{VL}}=0 L/s', '\it
q_{VL}}=0.1 L/s', '\it q_{VL}}=0.2 L/s', '\it
q_{VL}}=0.3 L/s', 'Location', 'Northwest');
set(leg, 'FontSize',10, 'Fontname', 'Times New
Roman');
figure(2)
plot(kappa(:),qVSdR(1,:), '-r')
hold on
plot(kappa(:),qVSdR(2,:), '--k')
hold on
plot(kappa(:),qVSdR(3,:), ':b')
hold on
plot(kappa(:),qVSdR(4,:), '-.g')
hold on
axis([0,1,-2e-4,4e-4])
xlabel('\it \kappa\it')
[1]', 'FontSize',10, 'Fontname', 'Times New Roman');
ylabel('\it q_{VHS}')
[m^3/s]', 'FontSize',10, 'Fontname', 'Times New
Roman');
leg= legend('\it q_{VL}}=0 L/s', '\it
q_{VL}}=0.1 L/s', '\it q_{VL}}=0.2 L/s', '\it
q_{VL}}=0.3 L/s', 'Location', 'Northwest');
set(leg, 'FontSize',10, 'Fontname', 'Times New
Roman');
figure(3)

```

```

plot(kappa(:),qVTdR(1,:), '-r'),
hold on
plot(kappa(:),qVTdR(2,:), '--k'),
hold on
plot(kappa(:),qVTdR(3,:), ':b'),
hold on
plot(kappa(:),qVTdR(4,:), '-.g'),
hold on
axis([0,1,-2e-4,4e-4])
xlabel('\it \kappa\it')
[1]', 'FontSize',10, 'Fontname', 'Times New Roman');
ylabel('\it q_{VLS}}
[m^3/s]', 'FontSize',10, 'Fontname', 'Times New
Roman');
leg= legend('\it q_{VL}}=0 L/s', '\it
q_{VL}}=0.1 L/s', '\it q_{VL}}=0.2 L/s', '\it
q_{VL}}=0.3 L/s', 'Location', 'Northwest');
set(leg, 'FontSize',10, 'Fontname', 'Times New
Roman');
figure(4)
plot(kappa(:),EffdR(1,:), '-r')
hold on
plot(kappa(:),EffdR(2,:), '--k')
hold on
plot(kappa(:),EffdR(3,:), ':b')
hold on
plot(kappa(:),EffdR(4,:), '-.g')
axis([0,1,0,1])
xlabel('\it \kappa\it')
[1]', 'FontSize',10, 'Fontname', 'Times New Roman');
ylabel('\it \eta} [x
100%]', 'FontSize',10, 'Fontname', 'Times New
Roman');
leg= legend('\it q_{VL}}=0 L/s', '\it
q_{VL}}=0.1 L/s', '\it q_{VL}}=0.2 L/s', '\it
q_{VL}}=0.3 L/s', 'Location', 'Northwest');
set(leg, 'FontSize',10, 'Fontname', 'Times New
Roman');

```

## APÊNDICE B- PARÂMETROS DO MODELO A PARÂMETROS CONCENTRADOS EM REGIME TRANSIENTE PARA O SIS- TEMA DIGITAL E CONVENCIONAL

```

% Pressões de Suprimento

p_HP = 120e5; % Alta pressão de suprimento [Pa]
p_LP = 10e5;  % Baixa pressão de suprimento [Pa]

% Oil Mobil DTE 24 (ISO VG32)

Be = 1.4e9; % Módulo de compressibilidade [Pa]
visc = 33.15; % Viscosidade [cSt]
rho = 842; % Densidade [hg/m^3]

%Parâmetros da Válvula D1FP

Qn = 40; % Vazão nominal [L/min]
dp_n = 35e5; % Diferença de pressão [Pa]
Un = 10; % Tensão nominal [V]
Kv = Qn/(60e3*sqrt(dp_n)); % Coeficiente de vazão
[m^2/(s(Pa)^0.5)]
Kvin = 0.4e-3/60/sqrt(2*100e5); % Coeficiente de
vazamento interno 400 [ml/min] a 100 bar

% Dinâmica da Válvula

wn=142.8*2*pi; % Frequência natural [rad.s]
psi=0.9; % Fator de amortecimento

% Parâmetros do Cilindro de Posição

Aa = 50.26e-4; % Área maior [m^2]
rA = 1.96; % Razão de Áreas [m^2]
Ab = Aa / rA; % Área menor [m^2]
x0_cyl = 405e-3; % Posição inicial [m] Beta = 0
Va_0 = Aa * x0_cyl; % Volume inicial [m^3]
Cin = 0; % Coeficiente de vazamento interno
M_piston = 3.6; % Massa do pistão [kg]
x_cyl = x0_cyl; %
M_rod = 2 / 0.1 * x_cyl; % Massa da haste [kg]
M_cyl = M_piston + M_rod; % Massa do cilindro [kg]
M_ext = 40; % Massa externa [kg]

```

```

M_total = M_ext + (M_cyl)*2; % Massa total [kg]
Kx = 0; % Constante de mola [N/m]

% Força do vento

Force = 10e3; % Força do vento [N]

% Controlador

Kx_angle = 1/5.115e-3; % Deslocamento para ângulo
Kp = 0.7; % Ganho proporcional
Ki = 0.05; % Ganho integral
fsw = 32; % Frequência de chaveamento

% Força de Atrito

polyp =[6.511e4 1.298e3 1.047e3 1.498e3]; % Polinômio de avanço
polyn =[-7.6699e4 -3.049e3 -1.542e3]; % Polinômio de recuo
Esp=1.506e3; % Força de atrito estático no sentido positivo [N]
Fsn=-1.527e3; % Força de atrito estático no sentido negativo [N]
dxlimp=5.03e-3; % Velocidade limite no sentido positivo [m/s]
dxlimn=-5.985e-3; % Velocidade limite no sentido negativo [m/s]
dx0p=2.515e-4; % Velocidade de stick no sentido positivo [m/s]
dx0n=-2.992e-4; % Velocidade de stick no sentido negativo [m/s]

% Parâmetros do tubo

l_t = 5.7; % Comprimento [m]
d_t = 0.0071; % Diâmetro [m]
p_i = 0e5; % Pressão inicial [Bar]
q_i = 0.1; % Vazão inicial [L/s]
nterms=4; % Número de fatores de atrito

% Acumulador

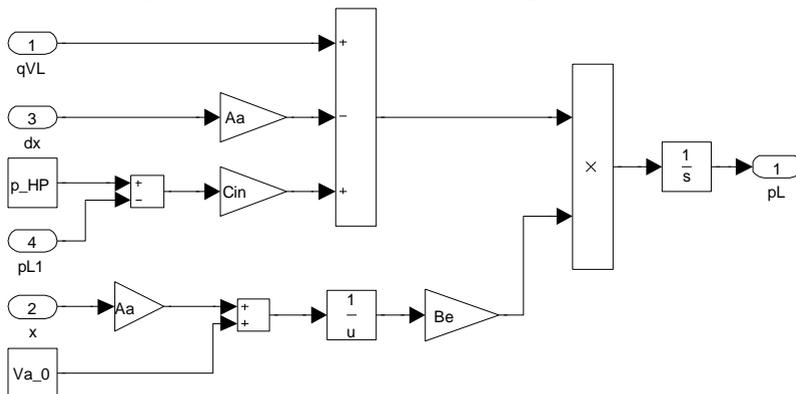
```

```
p0_acc = 50e5; % Pressão de pré-carga [Pa]
n = 1.4; % Razão de calores específicos [1]
V0_acc = 0.32e-3; % Volume do acumulador [m^3]
p_atm = 1e5; % Pressão atmosférica [Pa]
A_int = pi*(9e-3)^2/4; % Área interna [m^2]
A_ext = pi*(12e-3)^2/4; % Área externa [m^2]
cd = 0.7; % Coeficiente de descarga
A_acc = A_ext-A_int; % Área do acumulador [m^2]
Kv_acc = cd*A_acc*sqrt(2/rho); % Coeficiente de
vazão do acumulador [m^2/(s(Pa)^0.5)]
```



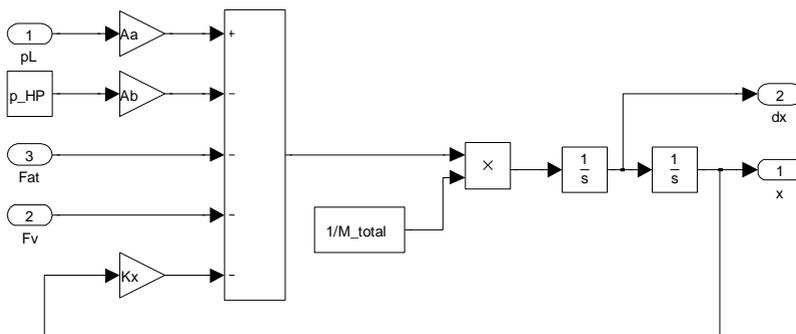
## APÊNDICE C – MODELO A PARÂMETROS CONCENTRADOS EM REGIME TRANSIENTE EM DIAGRAMA DE BLOCOS

Figura C.1- Equação da continuidade do cilindro de posição.



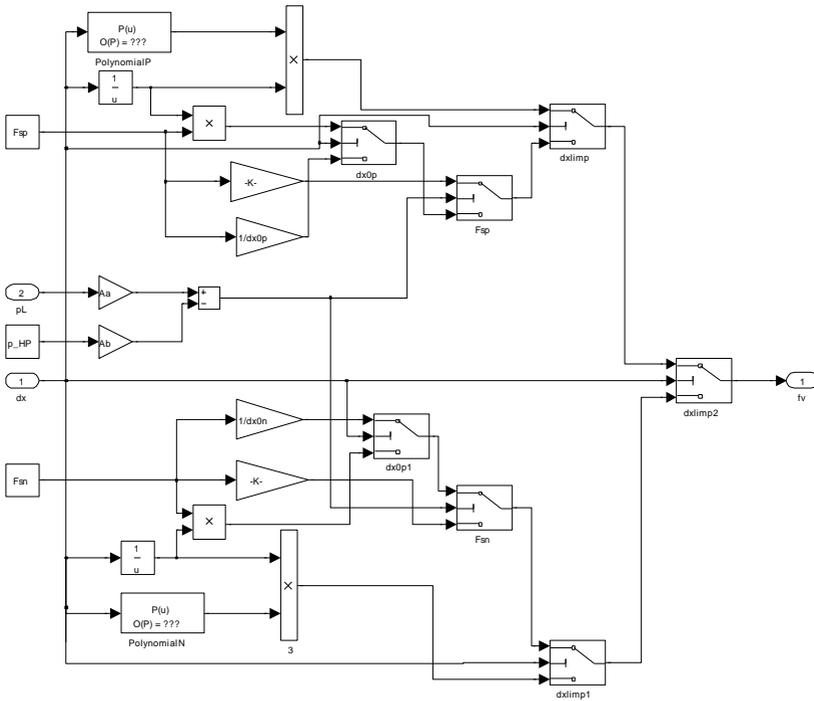
Fonte: Adaptado de Galloni (2015).

Figura C.2- Equação do movimento do cilindro de posição.



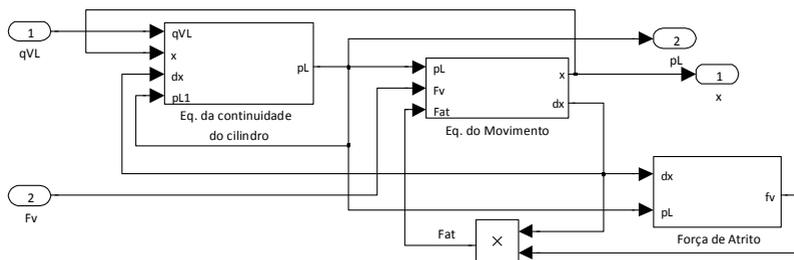
Fonte: Adaptado de Galloni (2015).

Figura C.3 - Força de atrito.



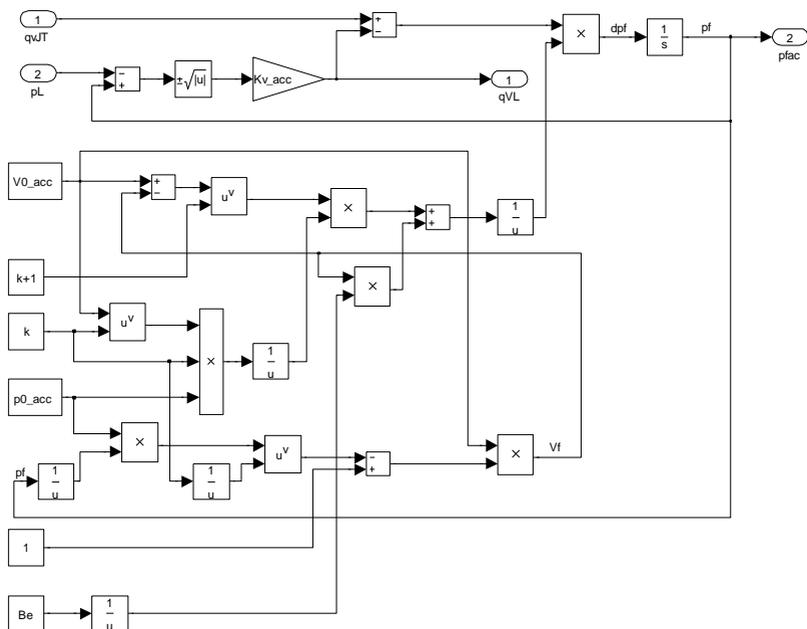
Fonte: Adaptado de Galloni (2015).

Figura C.4 - Modelo completo do cilindro.



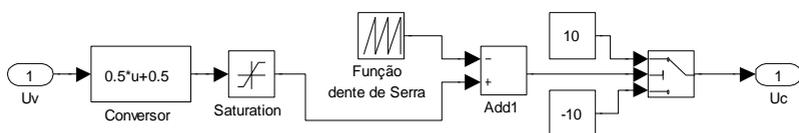
Fonte: Adaptado de Galloni (2015).

Figura C.5 - Modelo do acumulador hidráulico.



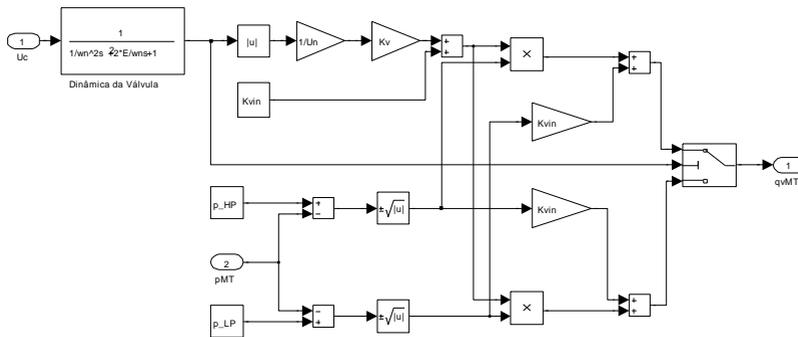
Fonte: Adaptado de Galloni (2015).

Figura C.6 - PWM



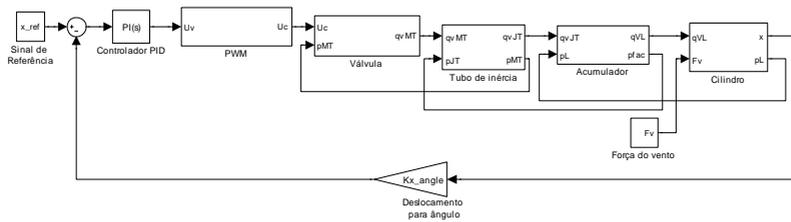
Fonte: Adaptado de Galloni (2015).

Figura C.7 - Modelo da válvula.



Fonte: Adaptado de Galloni (2015).

Figura C.8 - Modelo a parâmetros concentrados em regime transiente.



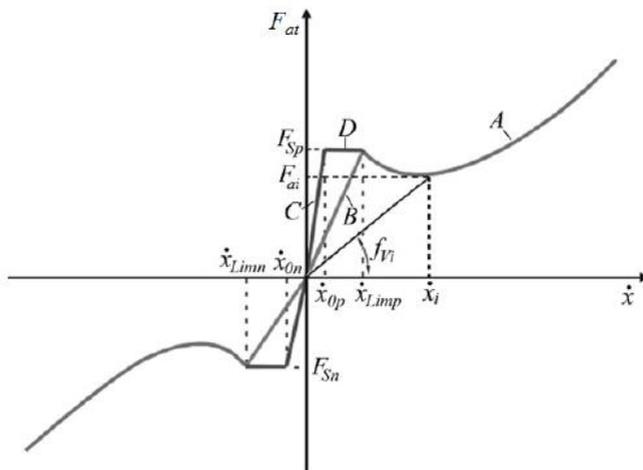
Fonte: Adaptado de Galloni (2015).

## ANEXO A – MODELO DA FORÇA DE ATRITO

O cilindro hidráulico utilizado no sistema de controle de posição apresenta uma força de atrito que se opõe ao seu movimento, portanto esta apresenta uma parcela significativa para o comportamento dinâmico do sistema.

O modelo da força de atrito empregado nesta dissertação foi o de Gomes (1995). Este modelo foi utilizado durante o desenvolvimento dos trabalhos de Gonzalez (2012), onde todos os parâmetros para a modelagem da força de atrito do cilindro presente na bancada de controle de ângulo de passo foram levantados. Neste Anexo serão apenas mostrados os parâmetros obtidos por Gonzalez (2012), nos quais foram implementados no modelo mostrado neste trabalho e em Galloni (2015). A Figura A.1 mostra a curva da trajetória do modelo de atrito proposto por Gomes (1995).

Figura A.1 - Trajetória do modelo de atrito.



Fonte: Gonzalez (2012).

As curvas C e D representam as regiões de *stick*, onde a força tem um valor menor que a força de atrito estático e a região delimitada pela curva B a de *slip* (GONZALEZ, 2012). A curva A representa a região onde velocidade aplicada é maior que a velocidade limite  $\dot{x}_{lim}$ .

O cálculo do coeficiente de atrito estático variável para cada região do gráfico mostrado na Figura A.1 é mostrado na Tabela A.1.

Tabela A.1 - Equações do coeficiente de atrito variável.

Velocidade maior que zero ( $\dot{x} > 0$ )		
Condições	$f_v$	Representação no gráfico da Figura 4.9
$\dot{x} > \dot{x}_{limp}$	$\frac{(C_{p3}\dot{x}^3 + C_{p2}\dot{x}^2 + C_{p1}\dot{x} + C_{p0})}{\dot{x}}$	Curva A
$0 < \dot{x} < \dot{x}_{limp}$ e $F_p > F_{sp}$	$\frac{F_{sp}}{\dot{x}_{limp}}$	Curva B
$0 < \dot{x} < \dot{x}_{0p}$ e $F_p < F_{sp}$	$\frac{F_{sp}}{\dot{x}_{0p}}$	Curva C
$\dot{x}_{0p} < \dot{x} < \dot{x}_{limp}$ e $F_p < F_{sp}$	$\frac{F_{sp}}{\dot{x}}$	Curva D
Velocidade menor que zero ( $\dot{x} < 0$ )		
$\dot{x} < \dot{x}_{limn}$	$\frac{(C_{n2}\dot{x}^2 + C_{n1}\dot{x} + C_{n0})}{\dot{x}}$	Curva A
$\dot{x}_{limn} < \dot{x} < 0$ e $0 > F_p < F_{sn}$	$\frac{F_{sn}}{\dot{x}_{limn}}$	Curva B
$\dot{x}_{0n} < \dot{x} < 0$ e $0 > F_p > F_{sn}$	$\frac{F_{sn}}{\dot{x}_{0n}}$	Curva C
$\dot{x}_{limn} < \dot{x} < \dot{x}_{0n}$ e $0 > F_p > F_{sn}$	$\frac{F_{sn}}{\dot{x}}$	Curva D

Fonte: Gonzalez (2012).

A Tabela A.2 mostra os parâmetros utilizados no modelo de atrito juntamente com os polinômios ajustados tanto para o movimento de recuo quanto para o de avanço.

Tabela A.2 - Parâmetros para o modelo de atrito.

Polinômios		
<b>Pol. Avanço</b>	[6,511x10 <sup>4</sup> 1,298 x10 <sup>3</sup> 1,047 x10 <sup>3</sup> 1,498 x10 <sup>3</sup> ]	
<b>Pol. Recuo</b>	[-7,6699 x10 <sup>4</sup> -3,049 x10 <sup>3</sup> -1,542 x10 <sup>3</sup> ]	
<b>Parâmetro</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
$\dot{x}_{Limp}$	5,03 x10 <sup>-3</sup>	[m/s]
$F_{Sp}$	1,506 x10 <sup>3</sup>	[N]
$\dot{x}_{0p}$	2,515 x10 <sup>-4</sup>	[m/s]
$\dot{x}_{Lmn}$	-5,985 x10 <sup>-3</sup>	[m/s]
$F_{Sn}$	-1,527 x10 <sup>3</sup>	[N]
$\dot{x}_{0n}$	-2,992 x10 <sup>-4</sup>	[m/s]

Fonte: Gonzalez (2012).

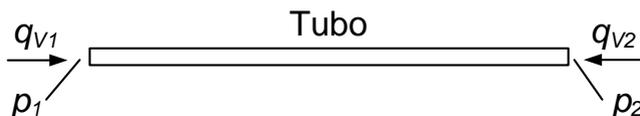
Mais detalhes sobre o modelo da força de atrito aqui apresentado podem ser encontrados em Gonzalez (2012) e Galloni (2015).



## ANEXO B – MODELO TLM

Neste Anexo as equação do modelo TLM são mostradas com base nos trabalhos desenvolvidos em Krus *et al.* (1994), Johnston (2006) e Johnston (2012). Segundo estes autores, uma linha de transmissão pode ser descrita segundo as seguintes equações escritas na forma matricial:

Figura B.1- Modelo do tubo.



Fonte: Adaptado de DE NEGRI (2010).

$$\begin{pmatrix} \cosh(Ts\sqrt{N}) & -\frac{1}{Z_c\sqrt{N}}\sinh(Ts\sqrt{N}) \\ -Z_c\sqrt{N}\sinh(Ts\sqrt{N}) & \cosh(Ts\sqrt{N}) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} Q_1 \\ P_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -Q_2 \\ P_2 \end{pmatrix} \quad (\text{B.1})$$

Onde  $T$  ( $T = L/c$ ) é o tempo necessário para uma onda se propagar por todo o tubo, sendo  $L$  o seu comprimento e  $c$  a velocidade do som. A impedância característica  $Z_c$  pode ser calculada por:

$$Z_c = \frac{\rho c}{A}. \quad (\text{B.2})$$

A partir da Figura B.1 as pressões na entrada e saída do tubo podem ser calculadas introduzindo-se as características  $C_1$  e  $C_2$ :

$$P_1 = C_1 + Z_c Q_{V1}, \quad (\text{B.3})$$

$$P_2 = C_2 + Z_c Q_{V2}. \quad (\text{B.4})$$

Onde:

$$C_1 = e^{-Ts\sqrt{N(s)}}(P_2 + \sqrt{N(s)}Z_c Q_{V2}) + (\sqrt{N(s)} - 1)Z_c Q_{V1}, \quad (\text{B.5})$$

$$C_2 = e^{-Ts\sqrt{N(s)}}(P_1 + \sqrt{N(s)}Z_c Q_{V1}) + (\sqrt{N(s)} - 1)Z_c Q_{V2}. \quad (\text{B.6})$$

Onde:

$$N = 1 + \frac{8}{j\alpha_d}. \quad (\text{B.7})$$

Segundo Johnston (2012), assumindo um escoamento laminar no interior do tubo e incluindo a variação da velocidade com a frequência, a função N pode ser calculada segundo a Equação (B.8).

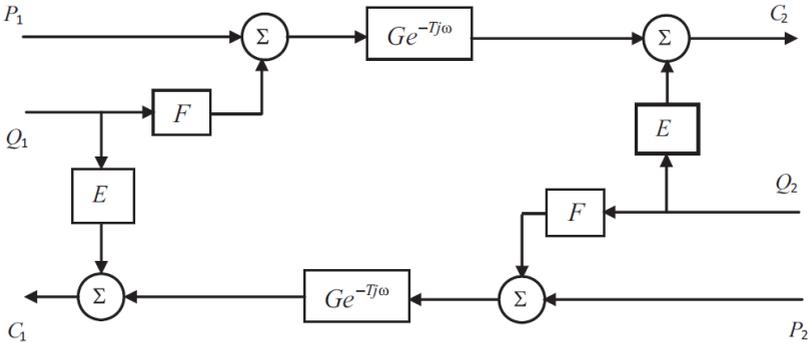
$$N = \frac{1}{1 - \frac{2J_1(z)}{zJ_0(z)}}, \quad (\text{B.8})$$

onde

$$z = j\sqrt{j\alpha_d}. \quad (\text{B.9})$$

A representação da Equação (B.1) em digrama de blocos é mostrada na Figura B.2.

Figura B.2 - Diagrama de blocos do modelo TLM.



Fonte: JOHNSTON (2012).

Os termos E, F e G são mostrados nas equações (B.10), (B.11) e (B.12) respectivamente.

$$E = Z_c(\sqrt{N} - 1), \quad (\text{B.10})$$

$$F = Z_c\sqrt{N}, \quad (\text{B.11})$$

$$G = e^{-\beta_d j\alpha_d(\sqrt{N}-1)}, \quad (\text{B.12})$$

onde  $\alpha_d^1$  é a frequência adimensional e  $\beta_d^1$  o número de dissipação calculados respectivamente pelas equações (B.13) e (B.14).

$$\alpha_d = \frac{r^2 \omega}{\nu}, \quad (\text{B.13})$$

$$\beta_d = \frac{\nu L}{cr^2}. \quad (\text{B.14})$$

Johnston (2006) define uma função de atrito  $H$  dada pela Equação (B.15).

$$H = \frac{j\alpha_d}{\left[ \frac{z J_0(z)}{2 J_1(z)} - 1 \right]}. \quad (\text{B.15})$$

Johnston (2012) apresenta uma equação corrigida para a impedância característica utilizando os fatores  $m_i$  e  $n_i$  calculados empiricamente, onde a variável  $\kappa_e^1$  é o fator empírico (*Empirical factor*).

$$Z_c = \frac{\rho c}{A} (1 + \kappa_e [1 - e^{-4\beta_d}] + 2 \sum_{i=1}^{\kappa_e} \frac{m_i}{n_i} - 4\beta_d). \quad (\text{B.16})$$

Mais informações sobre o modelo TLM podem ser obtidas em Krus *et al* (1994), Johnston (2006) e Johnston (2012). A Universidade de Bath disponibiliza gratuitamente em sua pagina na internet o modelo TLM já implementado em MATLAB/Simulink.

---

<sup>1</sup> Johnston (2012) utiliza os símbolos  $\alpha$ ,  $\beta$  e  $\kappa$  como frequência adimensional, número de dissipação e fator empírico, respectivamente. Neste trabalho estes símbolos foram substituído por  $\alpha_d$ ,  $\beta_d$  e  $\kappa_e$ , para não haver má interpretação com o ângulo de ataque, ângulo de passo e ciclo de trabalho, respectivamente.