

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

Mário Cesar Destro

**ANÁLISE DE CONDIÇÕES OPERACIONAIS CRÍTICAS EM  
POSICIONADORES ELETRO-HIDRÁULICOS**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica  
Orientador: Prof. Victor Juliano De Negri, Dr. Eng.

Florianópolis  
2014.

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

Destro, Mário Cesar

Análise de condições operacionais críticas em  
posicionadores eletro-hidráulicos / Mário Cesar Destro ;  
orientador, Victor Juliano De Negri - Florianópolis, SC,  
2014.

138 p.

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

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. sistemas eletro-hidráulicos.  
3. controle de posição. 4. válvulas proporcionais. 5.  
projeto de sistemas hidráulicos. I. De Negri, Victor  
Juliano. II. Universidade Federal de Santa Catarina.  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

Mário Cesar Destro

**ANÁLISE DE CONDIÇÕES OPERACIONAIS CRÍTICAS EM  
POSICIONADORES ELETRO-HIDRÁULICOS**

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, 23 de setembro de 2014.

---

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. Henrique Simas, Dr. Eng.  
EMC / Universidade Federal de Santa Catarina

---

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



Este trabalho é dedicado a toda  
minha família e amigos, em especial  
aos meus queridos pais.



## AGRADECIMENTOS

Agradeço a CAPES pelo apoio financeiro.

Ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Ao Prof. Victor Juliano De Negri por me trazer tanto conhecimento e experiência nestes anos de mestrado, e também por acreditar no meu potencial.

Aos amigos do LASHIP, Karol, Henry, Cristiano, Yesid, Luciano Rafael, Job, Paulo, Marcos, Pedro, Pablo, Flesch e Lidiane, que fazem parte de alguma forma desde projeto, seja dedicando seu tempo a ajudas e orientações, quanto à descontração no ambiente de nosso laboratório.

A todos os meus amigos que são peças essenciais na minha vida, sempre dispostos a me ajudar e me alegrar.

Aos meus novos colegas de trabalho do SENAI/SC, que me auxiliaram na reta final de meu trabalho.

À Paulinha, presente em todo o processo desses anos de estudos, sendo minha companheira, minha conselheira e minha amiga, fazendo-me ter orgulho de ser seu namorado.

Por fim, a minha família por todo o apoio e, principalmente, por me ensinar o que é amor, caráter, respeito educação, elementos indispensáveis na vida de um homem. Amo vocês.





A persistência é o caminho do êxito.

(Charles Chaplin)



## RESUMO

Mesmo com o avanço tecnológico já alcançado, problemas relacionados com a seleção adequada do tipo de válvulas e atuadores e sua integração com dispositivos eletrônicos que efetuam o controle ainda são enfrentadas, uma vez que o processo de projeto para aplicações de válvulas proporcionais ainda não se encontra adequadamente sistematizado. Motivado pelas incertezas enfrentadas nas primeiras etapas de projeto de sistemas hidráulicos, o presente trabalho trata do estudo de interações comportamentais entre válvula e cilindro, assim como a proposição de um método de pré-seleção aplicado a posicionadores eletro-hidráulicos, fundamentado na análise comportamental das pressões no sistema de atuação, sob o efeito de carregamento. Por meio do estudo do comportamento do efeito das pressões atuantes no sistema de atuação, foi possível identificar, de forma sistematizada, as características estáticas e dinâmicas requeridas para os componentes do posicionador nas mais diversas configurações. O presente trabalho envolveu as fases preliminares de projeto de sistemas de posicionamento eletro-hidráulicos, avaliando concepções de sistemas de atuação e alcançando a seleção de válvulas proporcionais e de atuadores, com a finalidade de atender as especificações estáticas e dinâmicas do equipamento. Os trabalhos foram conduzidos empregando ferramentas computacionais de análise dinâmica e a validação experimental ocorreu por meio do equipamento denominado Plataforma Hidráulica Proporcional (PHP). As conclusões deste estudo esclarecem e solucionam eventuais problemas na seleção de um sistema projetado incorretamente, validando um critério de escolha de válvula e cilindro para projeto de posicionadores eletro-hidráulicos.

### **Palavras-chave:**

Sistemas eletro-hidráulicos, controle de posição, válvulas proporcionais, projeto de sistemas hidráulicos.



# ANALYSIS OF CRITICAL OPERATING CONDITIONS ON ELECTRO-HYDRAULIC POSITIONING SYSTEMS

## ABSTRACT

Even with the technological advances already achieved, problems related to the proper selection of the type of valves and actuators and its integration with electronic devices, that perform the control, are still addressed, since the design process for proportional valves applications are not suitably systematized. Motivated by the uncertainties addressed during the first stages of electro-hydraulic systems, this study deals with the behavioral interactions among valve and cylinder, as well as proposing a method of presetting applied to electro-hydraulic positioning systems, based on behavioral analysis of pressures in the system, under the loading effects. Through the study of behavioral pressures effects on the system performance, was possible to identify the static and dynamic characteristics required for the components in several types of configurations, in a systematic way. This study involved preliminary phases of electro-hydraulic positioning systems design, evaluating conceptions of actuation systems and increasing the selection of proportional valves and actuators, in order to meet the static and dynamic specifications. This work was carried out using computational tools for dynamic analysis and experimental validation came through equipment called Proportional Hydraulic Platform (PHP). The study conclusions clarify and resolve potential problems of incorrectly system designed selection, validating a criterion for selection of valve and cylinder for electro-hydraulic positioning systems design.

### **Key-words:**

Electro-hydraulic system, position control, proportional hydraulic valves, design of hydraulic systems.



## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Sistema eletro-hidráulico de controle de posição.....	33
Figura 2.2 – Controle de posição com válvula de 4 vias simétrica e cilindro simétrico de dupla ação.....	35
Figura 2.3 – Controle de posição com válvula de 4 vias assimétrica e cilindro assimétrico.....	36
Figura 2.4 – Controle de posição com válvula de 3 vias e cilindro assimétrico.....	37
Figura 2.5 – Controle de posição com válvula de 4 vias simétrica e cilindro assimétrico de dupla ação.....	38
Figura 3.1 – Diagrama de blocos do sistema eletro-hidráulico de controle de posição.....	40
Figura 3.2 – Diagrama de blocos do modelo não-linear com perda de carga.....	41
Figura 3.3 – Forças atuantes no cilindro.....	41
Figura 3.4 – Desenho esquemático do carretel da válvula de 4 vias.....	43
Figura 3.5 – Diagrama esquemático das linhas A e B.....	45
Figura 3.6 – Subsistema hidráulico do modelo não-linear com perda de carga.....	46
Figura 4.1 – Plataforma de Hidráulica Proporcional.....	49
Figura 4.2 – Bancada de Trabalho.....	51
Figura 4.3 – Sistema de carregamento com pré-carga na mola.....	55
Figura 4.4 – Desenho esquemático do sistema utilizado no experimento.....	58
Figura 4.5 – Escoamento laminar no duto de 1,75 metros.....	59
Figura 4.6 – Trajetórias do modelo de atrito.....	60
Figura 4.7 – Posição do cilindro simétrico e válvula de $Kv=1,43$ .....	63
Figura 4.8 – Comparação das respostas de posição cilindro simétrico e válvula de $Kv=1,43$ .....	64
Figura 4.9 – Pressão na Câmara A com válvula de $Kv=1,43$ e sem carregamento.....	64
Figura 4.10 – Pressão na Câmara B com válvula de $Kv=1,43$ e sem carregamento.....	65
Figura 4.11 – Comparação das respostas de pressão cilindro simétrico e válvula de $Kv=1,43$ .....	65
Figura 4.12 – Posição do cilindro assimétrico e válvula de $Kv=1,43$ .....	66
Figura 4.13 – Comparação das respostas de posição cilindro assimétrico e válvula de $Kv=1,43$ .....	67

Figura 4.14 – Pressão na Câmara A com válvula de $Kv=1,43$ e com carregamento.....	67
Figura 4.15 – Pressão na Câmara B com válvula de $Kv=1,43$ e com carregamento.....	68
Figura 4.16 – Comparação das respostas de pressão cilindro assimétrico e válvula de $Kv=1,43$ .....	69
Figura 4.17 – Posição do cilindro assimétrico com degrau de 100mm e diferentes $K_p$ .....	70
Figura 4.18 – Posição do Atuador com massa aparente x massa efetiva.....	71
Figura 4.19 – Pressões do sistema com massa aparente x massa efetiva.....	72
Figura 4.20 – Posição do Atuador modelo não linear com perda de carga x modelo não linear geral.....	73
Figura 4.21 – Pressões do modelo não linear com perda de carga x modelo não linear sem perda de carga.....	73
Figura 5.1 – Tipos de carregamento em função do movimento de avanço do cilindro.....	75
Figura 5.2 – Configuração CS+VS com carga negativa.....	77
Figura 5.3 – Configuração CS+VA com carga negativa.....	78
Figura 5.4 – Configuração CS+VS com carga positiva.....	79
Figura 5.5 – Configuração CS+VA com carga positiva.....	80
Figura 5.6 – Configuração CS+VS com carga inercial.....	81
Figura 5.7 – Configuração CS+VA com carga inercial.....	82
Figura 5.8 – Configuração CA+VA com carga negativa.....	83
Figura 5.9 – Configuração CA+VS com carga negativa.....	84
Figura 5.10 – Configuração CA+VA com carga positiva.....	85
Figura 5.11 – Configuração CA+VS com carga positiva.....	86
Figura 5.12 – Configuração CA+VA com carga inercial.....	87
Figura 5.13 – Configuração CA+VS com carga inercial.....	88
Figura 5.14 – Mapeamento dos momentos críticos.....	89
Figura 5.15 – Caracterização dos momentos críticos em função do movimento do cilindro e desaceleração máxima.....	90
Figura 6.1 – Condição Impossível – Cilindro simétrico e válvula de $r_v=0,5$ .....	100
Figura 6.2 – Condição Impossível – Cilindro simétrico e válvula de $r_v=1$ .....	101
Figura 6.3 – Condição Impossível – Cilindro simétrico e válvula de $r_v=2$ .....	102



Figura 6.4 – Condição $r_V$ não pertencente aos reais – Cilindro assimétrico e válvula de $r_V=1$ .....	104
Figura 6.5 – Condição $r_V$ não pertencente aos reais – Cilindro assimétrico e válvula de $r_V=2$ .....	104
Figura 6.6 – Condição $r_V$ não pertencente aos reais – Cilindro assimétrico e válvula de $r_V=3$ .....	105
Figura 6.7 – Condição Normal – Atuador simétrico e válvula de $r_V=0,5$ . .....	106
Figura 6.8 – Condição Normal – Atuador simétrico e válvula de $r_V=1$ . .....	107
Figura 6.9 – Condição Normal – Atuador simétrico e válvula de $r_V=2$ . .....	107
Figura 6.10 – Condição Normal – Atuador assimétrico e válvula de $r_V=1$ .....	108
Figura 6.11 – Condição Normal – Atuador assimétrico e válvula de $r_V=2$ .....	109
Figura 6.12 – Condição Normal – Atuador assimétrico e válvula de $r_V=3$ .....	110
Figura 6.13 – Resposta do modelo estático para diversas condições de força externa, cilindro simétrico CGT3 25/18/200.....	111
Figura 6.14 – Resposta do modelo estático para diversas condições de força externa, cilindro assimétrico de razão de áreas igual a 4/3. ....	112
Figura 6.15 – Resposta do modelo estático para diversas condições de força externa, cilindro assimétrico CDT3 25/18/200. ....	112
Figura 6.16 – Resposta do modelo estático para diversas condições de acelerações máximas, cilindro simétrico CGT3 25/18/200.....	113
Figura 6.17 – Resposta do modelo estático para diversas condições de acelerações máximas, cilindro assimétrico de razão de áreas igual a 4/3. .....	114
Figura 6.18 – Resposta do modelo estático para diversas condições de acelerações máximas, cilindro assimétrico CDT3 25/18/200. ....	115



## LISTA DE QUADROS

Quadro 4.1 – Descrição dos componentes do circuito hidráulico. ....	51
Quadro 4.2 – Dados do cilindro hidráulico. ....	52
Quadro 4.3 – Dados das válvulas. ....	52
Quadro 4.4 – Coeficientes de vazão das válvulas. ....	53
Quadro 4.5 – Parâmetros do transdutor de posição. ....	53
Quadro 4.6 – Parâmetros dos transmissores de pressão. ....	54
Quadro 4.7 – Dados das molas. ....	56
Quadro 4.8 – Coeficientes de perda de carga nas mangueiras. ....	57
Quadro 4.9 – Coeficiente de perda de carga (Cl) experimental duto 1,75m. ....	58
Quadro 4.10 – Coeficiente médio de perda de carga experimental dos dutos. ....	59
Quadro 4.11 – Parâmetros do modelo de coeficiente de atrito viscoso do cilindro CGT3MS2/25-18/200. ....	61
Quadro 4.12 – Parâmetros do modelo de coeficiente de atrito viscoso do cilindro CDT3MS2/25-18/200. ....	61
Quadro 4.13 – Comprimento do duto x Massa Aparente. ....	62
Quadro 5.1 – Mapeamento das condições críticas. ....	89
Quadro 6.1 – Escolha ideal de $r_v$ . ....	97
Quadro 6.2 – Condições para coerência nas respostas do modelo. ....	98
Quadro 6.3 – Resposta do modelo na condição impossível. ....	99
Quadro 6.4 – Resultado do modelo estático para o cilindro simétrico CDT3 25/18/200. ....	103
Quadro 6.5 – Resultado do modelo estático para o cilindro simétrico CGT3 25/18/200. ....	105
Quadro 6.6 – Resultado do modelo estático para o cilindro CDT3 25/18/200. ....	108



## SIMBOLOGIA

*SI Sp*  
*Sb*

<i>SI</i>	<i>Símbolo literal</i>
<i>Sp</i>	<i>Super-índice</i>
<i>Sb</i>	<i>Sub-índice</i>

### PARÂMETROS E VARIÁVEIS (*SI*)

#### Alfabeto Latino:

<i>a</i>	Aceleração
<i>A</i>	Área útil
<i>B</i>	Coefficiente de atrito viscoso
<i>Cl</i>	Coefficiente de perda de carga
<i>F</i>	Força
<i>K<sub>v</sub></i>	Coefficiente de vazão
<i>K<sub>RP</sub></i>	Ganho de regime permanente
<i>M</i>	Massa
<i>p</i>	Pressão
<i>q</i>	Vazão
<i>r</i>	Razão
<i>sign</i>	Sinal de sentido
<i>U</i>	Sinal em tensão (elétrica)
<i>U<sub>c</sub></i>	Sinal de comando para a válvula em tensão
<i>U<sub>r</sub></i>	Sinal de referência de posição em tensão
<i>U<sub>s</sub></i>	Sinal do transdutor de posição do cilindro em tensão
<i>V</i>	Volume
<i>x</i>	Posição
<i>dx; <math>\dot{x}</math></i>	Primeira derivada da posição (velocidade)
<i>d<sup>2</sup>x; <math>\ddot{x}</math></i>	Segunda derivada da posição (aceleração)

#### Alfabeto Grego:

$\beta_e$	Módulo de compressibilidade efetivo corrigido para a PHP
$\Delta p$	Diferença de pressão na válvula
$\rho$	Massa específica
$\zeta$	Razão de amortecimento

$\omega_n$       Frequência natural não-amortecida

**SUPER-ÍNDICE (*Sp*)**

A      Atuador (cilindro hidráulico)  
H      Mangueira  
S      Transdutor de posição  
V      Válvula proporcional  
Z      Controlador

**SUB-ÍNDICE (*Sb*)**

*at*      Atrito  
A      Via A  
B      Via B  
C      Relativo à carga  
*e*      Relativo ao êmbolo + haste do cilindro  
*f*      Relativo ao fluido  
*I*      Inercial  
*in*      Interno  
*máx*      Máximo  
*mín*      Mínimo  
*n*      Nominal  
*PreC*      Pré-carga ajustada na mola  
S      Linha de suprimento  
*t*      Total  
T      Linha de retorno  
*U*      Relativo à tensão  
*v*      Válvula  
0      Inicial  
+      Positiva  
-      Negativa

## ABREVIATURAS

ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
MNL	Modelo não-linear
PC	Perda de carga
PHP	Plataforma de Hidráulica Proporcional
SH	Sistema hidráulico
SHCP	Sistema hidráulico de controle de posição
UPCH	Unidade de potência e condicionamento hidráulico
VCCD	Válvula de controle contínuo direcional





## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	<b>29</b>
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO .....	29
1.2	OBJETIVOS .....	30
<b>1.2.1</b>	<b>Objetivo principal</b> .....	<b>30</b>
<b>1.2.2</b>	<b>Objetivos específicos</b> .....	<b>30</b>
1.3	JUSTIFICATIVAS E CONTRIBUIÇÕES .....	31
1.4	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO .....	31
<b>2</b>	<b>POSICIONADORES ELETRO-HIDRÁULICOS</b> .....	<b>33</b>
2.1	INTRODUÇÃO.....	33
2.2	CONFIGURAÇÕES USUAIS .....	34
<b>2.2.1</b>	<b>Válvula proporcional simétrica de 4 vias + Cilindro simétrico de dupla ação</b> .....	<b>34</b>
<b>2.2.2</b>	<b>Válvula proporcional assimétrica de 4 vias + Cilindro assimétrico de dupla ação</b> .....	<b>35</b>
<b>2.2.3</b>	<b>Válvula proporcional de 3 vias + Cilindro assimétrico de simples ação</b> .....	<b>36</b>
2.3	CONSIDERAÇÕES FINAIS .....	37
<b>3</b>	<b>MODELAGEM DO SISTEMA DE ATUAÇÃO</b> .....	<b>39</b>
3.1	INTRODUÇÃO.....	39
3.2	MODELO NÃO LINEAR COM PERDA DE CARGA .....	39
<b>3.2.1</b>	<b>Equação do movimento do cilindro</b> .....	<b>41</b>
<b>3.2.2</b>	<b>Equação da continuidade do cilindro</b> .....	<b>42</b>
<b>3.2.3</b>	<b>Equação do movimento e 2ª Lei de Kirchoff</b> .....	<b>42</b>
<b>3.2.4</b>	<b>Equação da vazão da válvula</b> .....	<b>43</b>
<b>3.2.5</b>	<b>Modelagem da tubulação</b> .....	<b>44</b>
3.3	CONSIDERAÇÕES FINAIS .....	46
<b>4</b>	<b>CARACTERIZAÇÃO TEÓRICA – EXPERIMENTAL</b> ...	<b>49</b>
4.1	INTRODUÇÃO.....	49
4.2	DESCRIÇÃO DOS COMPONENTES .....	50
<b>4.2.1</b>	<b>UPCH</b> .....	<b>50</b>
<b>4.2.2</b>	<b>Bancada de trabalho</b> .....	<b>50</b>
<b>4.2.3</b>	<b>Cilindros hidráulicos</b> .....	<b>52</b>
<b>4.2.4</b>	<b>VCCD</b> .....	<b>52</b>
<b>4.2.5</b>	<b>Sistema de medição</b> .....	<b>53</b>
4.2.5.1	Transdutor de posição .....	53
4.2.5.2	Transmissores de pressão .....	54
<b>4.2.6</b>	<b>Sistema de aquisição de dados</b> .....	<b>54</b>
<b>4.2.7</b>	<b>Sistema de carregamento</b> .....	<b>55</b>

4.3	LEVANTAMENTO DE PARÂMETROS.....	56
<b>4.3.1</b>	<b>Perda de carga.....</b>	<b>56</b>
4.3.1.1	Coefficiente de perda de carga nas mangueiras.....	56
<b>4.3.2</b>	<b>Determinação do coeficiente de perda de carga nos dutos .</b>	<b>57</b>
<b>4.3.3</b>	<b>Atrito viscoso variável.....</b>	<b>59</b>
4.4	VALIDAÇÃO DOS MODELOS DINÂMICOS .....	62
<b>4.4.1</b>	<b>Introdução.....</b>	<b>62</b>
<b>4.4.2</b>	<b>Modelo não-linear com perda de carga sem carregamento</b>	<b>62</b>
<b>4.4.3</b>	<b>Modelo não-linear com perda de carga com carregamento por mola .....</b>	<b>66</b>
<b>4.4.4</b>	<b>Considerações sobre o modelo não-linear sem perda de carga .....</b>	<b>70</b>
4.5	CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	73
<b>5</b>	<b>CONDIÇÕES CRÍTICAS DAS PRESSÕES NAS CÂMARAS DO CILINDRO.....</b>	<b>75</b>
5.1	CILINDRO CGT3 25/18/200 .....	76
<b>5.1.1</b>	<b>Força Externa Negativa (Compressão) .....</b>	<b>76</b>
<b>5.1.2</b>	<b>Força Externa Positiva (Tração).....</b>	<b>78</b>
<b>5.1.3</b>	<b>Força Inercial .....</b>	<b>80</b>
5.2	CILINDRO CDT3 25/18/200 .....	82
<b>5.2.1</b>	<b>Força Externa Negativa (Compressão) .....</b>	<b>82</b>
<b>5.2.2</b>	<b>Força Externa Positiva (Tração).....</b>	<b>84</b>
<b>5.2.3</b>	<b>Força Inercial .....</b>	<b>86</b>
5.3	MAPEAMENTO DAS CONDIÇÕES CRÍTICAS.....	88
5.4	CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	89
<b>6</b>	<b>PROJETO DE SISTEMAS HIDRÁULICOS DE CONTROLE DE POSIÇÃO .....</b>	<b>91</b>
6.1	INTRODUÇÃO .....	91
6.2	MODELAGEM MATEMÁTICA.....	92
<b>6.2.1</b>	<b>Modelo estático – relações entre <math>r_A</math> e <math>r_V</math> .....</b>	<b>92</b>
<b>6.2.2</b>	<b>Discussões finais - escolha ideal de <math>r_V</math> .....</b>	<b>96</b>
6.3	VALIDAÇÃO DO MODELO ESTÁTICO .....	98
<b>6.3.1</b>	<b>Introdução.....</b>	<b>98</b>
<b>6.3.2</b>	<b>Condição Impossível – faixa inexistente de <math>r_V</math>.....</b>	<b>99</b>
<b>6.3.3</b>	<b>Condição <math>r_V</math> não pertencente aos reais.....</b>	<b>102</b>
<b>6.3.4</b>	<b>Atuador simétrico – Condição normal .....</b>	<b>105</b>
<b>6.3.5</b>	<b>Cilindro assimétrico – Condição normal .....</b>	<b>107</b>
<b>6.3.6</b>	<b>Considerações sobre as resposta do modelo estático.....</b>	<b>110</b>
6.3.6.1	Estudo da resposta em função da força externa .....	110
6.3.6.2	Estudo da resposta em função das acelerações máximas .....	113

6.4	CONSIDERAÇÕES FINAIS .....	115
<b>7</b>	<b>CONCLUSÕES .....</b>	<b>117</b>
7.1	CARACTERIZAÇÃO TEÓRICA-EXPERIMENTAL.....	117
7.2	MAPEAMENTO DAS CONDIÇÕES CRÍTICAS.....	118
7.3	MODELO ESTÁTICO E PROJETO DE SHCP .....	118
7.4	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	119



# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

Os sistemas hidráulicos encontram aplicação em praticamente todos os ramos de atividade, da extração de mineral à indústria aeroespacial, bem como em aplicações de uso cotidiano, como em veículos de transporte e passeio, equipamentos odontológicos e médico-hospitalares, construção civil etc. (LINSINGEN, 2008).

O processo de projeto de sistemas eletro-hidráulicos, de forma geral, envolve conhecimentos multidisciplinares de engenharia caracterizados pela integração entre os subsistemas hidráulico, eletroeletrônico e de controle e computacional.

Mesmo com o avanço tecnológico já alcançado, problemas relacionados não só com a seleção, mas também com o dimensionamento e controle do sistema de atuação (conjunto válvula e cilindro) ainda não estão suficientemente resolvidos, principalmente em face das diversas características comportamentais dinâmicas e estáticas de válvulas e seus consequentes efeitos nos posicionadores eletro-hidráulicos (FURST; DE NEGRI, 2002).

Na prática, essas escolhas são geralmente dependentes do conhecimento prévio de um especialista em projeto de sistemas hidráulicos e/ou de ferramentas de simulação computacional para analisar o desempenho alcançado em função dos componentes selecionados.

Diante de um novo projeto que inclua funções de potência e atuação, primeiramente, define-se as características do circuito de atuação e, posteriormente, do circuito de potência. Para a ideal caracterização do circuito de atuação faz-se necessário à utilização de modelos dinâmicos, e não somente estáticos, tornando o processo de projeto lento devido à complexidade dos modelos e de seus parâmetros.

Para resolver problemas com níveis de complexidade mais elevados, os projetistas vêm aliando à atividade criativa processos sistematizados e metodologias, buscando o máximo de informações sobre o problema apresentado, utilizando-se de todos os meios técnicos e práticos disponíveis, para obter soluções mais adequadas para o problema em questão.

Neste contexto, a sistematização dos procedimentos para a seleção de circuitos hidráulicos aplicáveis ao meio industrial, fortemente embasada no conhecimento científico na área, vem a ser um importante

recurso para dar segurança aos projetistas quanto ao procedimento de projeto e os resultados que serão alcançados.

## 1.2 OBJETIVOS

### 1.2.1 Objetivo principal

Tendo como base a dificuldade enfrentada pelos projetistas de sistemas hidráulicos, o presente trabalho de mestrado visa à elaboração de critérios de seleção de configurações de posicionadores eletro-hidráulico baseados em modelos matemáticos a partir do estudo detalhado das condições críticas das pressões nas câmaras do cilindro, em função das características do sistema de posicionamento.

### 1.2.2 Objetivos específicos

Para atingir o objetivo geral dessa dissertação definiram-se, tendo como objeto de estudo principal os posicionadores eletro-hidráulicos, os seguintes objetivos específicos:

- Levantar e incorporar os efeitos de massa aparente, e perda de carga dos dutos e dos engates rápidos ao modelo já utilizado em estudos anteriores;
- Validar o modelo com a bancada de testes;
- Modificar o modelo validado, para reproduzir aproximadamente o comportamento dinâmico das pressões nas câmaras do cilindro hidráulico, com um sistema de posicionamento eletro-hidráulico sem a utilização de engates rápidos e com massa efetiva;
- Determinar as condições mais propícias para a ocorrência de cavitações e picos de pressão em câmaras de cilindros, em função do deslocamento, forças atuantes e aceleração do sistema de posicionamento;
- Estabelecer uma ou mais funções matemáticas que correlacionem a razão entre os coeficientes de vazão da válvula e a razão entre as áreas do cilindro, tendo como base as condições gerais de carregamento e as respostas estática e dinâmica desejadas;

- Empregar estas funções matemáticas, estabelecendo um critério de seleção de princípios de solução para a concepção de posicionadores eletro-hidráulicos.

### 1.3 JUSTIFICATIVAS E CONTRIBUIÇÕES

As conclusões deste estudo fornecerão embasamento aos projetistas principalmente na etapa de seleção de concepções de posicionadores hidráulicos, além do mapeamento das condições críticas das pressões no posicionamento em função dos parâmetros do sistema.

Outras importantes contribuições também são evidentes com a realização deste trabalho:

- Determinar a influência da carga sobre os patamares mínimo e máximo das pressões de trabalho do atuador visando aumentar a vida útil dos componentes;
- Esclarecer conhecimentos práticos utilizados na seleção do conjunto válvula e cilindro.
- Comprovar a possibilidade da utilização de certas configurações não usuais de posicionadores eletro-hidráulicos;
- Os resultados a serem obtidos neste trabalho poderão contribuir como fonte de referência a futuros trabalhos na área de projeto de sistemas hidráulicos;

### 1.4 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

A apresentação desta dissertação está organizada em 7 capítulos estruturados da seguinte forma:

No capítulo 2 são apresentados os aspectos gerais de posicionadores eletro-hidráulicos, bem como as combinações mais usuais de circuitos para controle de posição.

No capítulo 3 são abordadas as equações matemáticas que descrevem o comportamento dos componentes hidráulicos e é elaborada a modelagem linear e não-linear de posicionadores eletro-hidráulicos.

No capítulo 4 descreve-se a bancada de trabalho e os componentes utilizados para os experimentos. Realiza-se também o levantamento dos parâmetros do sistema e a validação dos modelos elaborados.

No capítulo 5, por meio de simulações, é feito o mapeamento das condições críticas, em função do movimento do atuador e acelerações máximas do sistema de posicionamento.

No capítulo 6 é proposto um método de seleção de sistemas de posicionamento eletro-hidráulico, mostrando como foi estabelecido, a partir das equações dinâmicas e do mapeamento das condições críticas. Também é realizado todo o estudo do método, validação, e informações presentes nas respostas para todas as condições presentes do modelo.

No capítulo 7 são expostas as principais conclusões obtidas com este trabalho e recomendações para trabalhos futuros.



## 2 POSICIONADORES ELETRO-HIDRÁULICOS

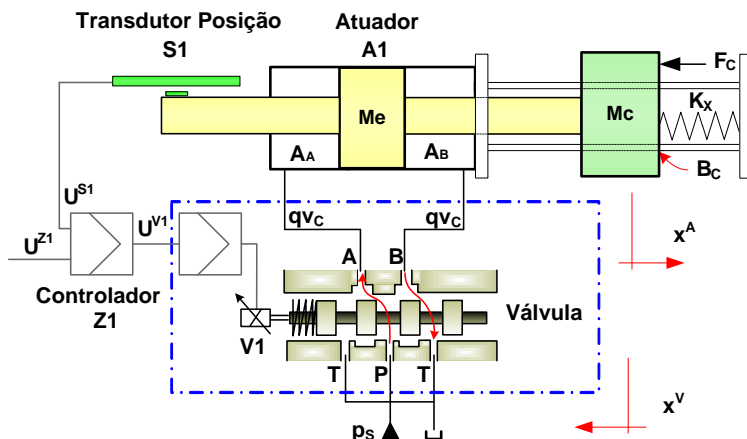
### 2.1 INTRODUÇÃO

Os sistemas de controle de posição têm enorme aplicabilidade nos mais diversos campos da engenharia. Os sistemas eletro-hidráulicos são comandados por sinais de baixo consumo de energia e controlam com precisão os movimentos de cilindros e motores hidráulicos aplicados nos mais diversos segmentos da mecânica.

Em hidráulica, o termo “posicionadores” caracteriza sistemas projetados para desempenhar a função de deslocar e manter uma determinada massa em um local definido por uma coordenada. Esta localização pode ser fixa ou variável no tempo e, neste último caso, os posicionadores são algumas vezes denominados de seguidores (GUENTHER; PERONDI, 2004 *apud* Muraro, 2010).

Na Figura 2.1 é apresentado o esquema de um posicionador eletro-hidráulico. O objetivo do posicionador é o deslocar a massa  $M_c$  para uma posição ( $x^{A1}$ ) proporcional ao sinal de referência enviado controlador na forma de tensão ( $U^{Z1}$ ).

Figura 2.1 – Sistema eletro-hidráulico de controle de posição.



Fonte: MURARO, 2010.

Estando adequadamente dimensionado, o sistema estabiliza rapidamente na posição desejada. Se o sinal de entrada variar com o tempo, o sistema atuará como um seguidor de modo que a posição da haste

estará variando no tempo, acompanhando o comando (MURARO, 2010).

Os sistemas de posicionamento hidráulicos podem ser vistos sob a ótica de sistemas de controle, considerando que um sistema de controle é qualquer sistema que exista com a finalidade de regular ou controlar o fluxo de energia, informação, matéria ou outras quantidades (BROGAN, 1982 *apud* Szpak, 2008).

## 2.2 CONFIGURAÇÕES USUAIS

Especificamente, os sistemas hidráulicos de posicionamento são constituídos da interligação de elementos eletro hidráulicos (válvulas de controle contínuo) com o atuador e a carga, através de um duto por onde ocorre a transferência de fluido, combinados com um sensor de posição e um controlador. O posicionamento de grandes massas, normalmente contra grandes forças externas, é a função principal desses sistemas, sendo que o deslocamento da massa é proporcional a um sinal de referência de entrada. (WATTON, 1989 *apud* Szpak, 2008).

Para uma melhor compreensão das combinações mais usuais de circuitos para controle de posição, apresenta-se nas subseções a seguir 3 exemplos muito representativos nas diversas áreas onde se emprega hidráulica para controle.

- Válvula 4/3 vias simétrica e cilindro simétrico de dupla ação;
- Válvula 4/3 vias assimétrica e cilindro assimétrico de dupla ação;
- Válvula 3/3 vias e cilindro assimétrico de simples ação;

### 2.2.1 Válvula proporcional simétrica de 4 vias + Cilindro simétrico de dupla ação

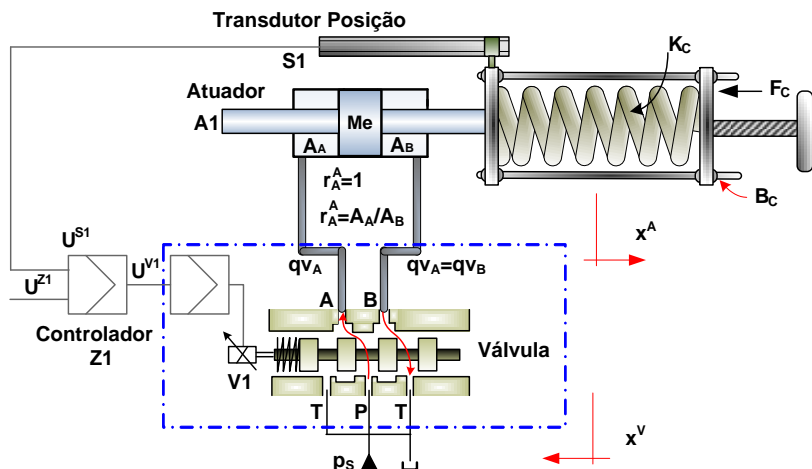
A Figura 2.2 ilustra uma válvula simétrica de 4 vias acionando um cilindro simétrico. Com a abertura da válvula há uma vazão  $q_{V_A}$ , através da via A (P  $\rightarrow$  A), para a câmara A, promovendo o aumento de pressão  $p_A$ . Com o desequilíbrio de forças ocorre o deslocamento positivo do êmbolo ( $x_+^A$ ). Consequentemente, na câmara de controle B ( $p_B$ ) o fluido hidráulico é comprimido e forçado a sair pela via B (B  $\rightarrow$  T) em direção ao reservatório, com uma vazão  $q_{V_B}$ .

Para deslocamento negativo do êmbolo ( $x_-^A$ ), o princípio de movimento por desequilíbrio de força é equivalente. No entanto a abertura

da válvula se dá através da via B ( $P \rightarrow B$ ), para a câmara B, ocorre o aumento de pressão  $p_B$ . Conseqüentemente o fluido hidráulico é comprimido e forçado a sair pela via A da válvula ( $A \rightarrow T$ ) em direção ao reservatório.

A pressão de carga ( $p_C$ ) é definida como a diferença de pressão entre as câmaras A e B, e a queda de pressão total na válvula  $\Delta p_T$  é a soma das quedas de pressão de ambas as vias, ou seja,  $\Delta p_{P \rightarrow A}$  e  $\Delta p_{B \rightarrow T}$ , ou  $\Delta p_{P \rightarrow B}$  e  $\Delta p_{A \rightarrow T}$ .

Figura 2.2 – Controle de posição com válvula de 4 vias simétrica e cilindro simétrico de dupla ação.



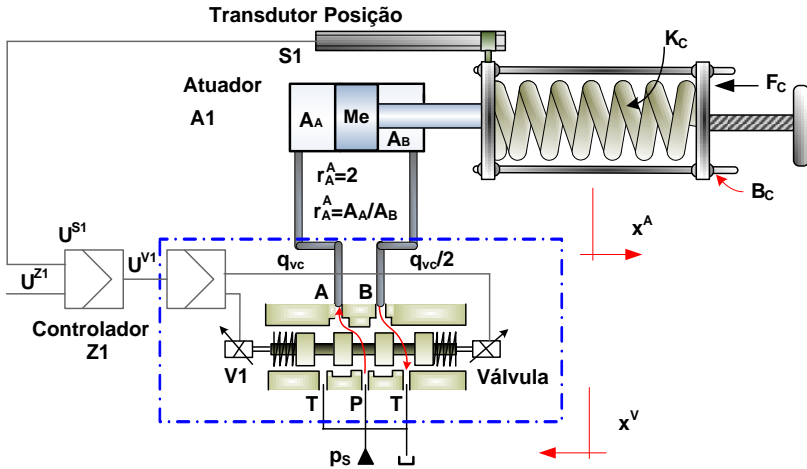
Fonte: SZPAK, 2008.

## 2.2.2 Válvula proporcional assimétrica de 4 vias + Cilindro assimétrico de dupla ação

Apresenta-se na Figura 2.3 uma válvula proporcional de 4 vias assimétrica com razão de área dos orifícios de controle  $r_A^V = 2$ , controlando um cilindro assimétrico com razão de área  $r_A^A = 2$ .

O princípio de funcionamento é o mesmo do sistema válvula e cilindro simétricos mostrado anteriormente. No entanto, neste circuito, a pressão de carga ( $p_C$ ) é definida como  $p_A - p_B/r_A^A$ , sendo  $r_A^A$  a razão entre as áreas do cilindro ( $A_A = A_B \cdot r_A^A$ ), correspondente também à razão entre as áreas dos orifícios de controle da válvula ( $P \rightarrow A$ ) e ( $B \rightarrow T$ ).

Figura 2.3 – Controle de posição com válvula de 4 vias assimétrica e cilindro assimétrico.



Fonte: SZPAK, 2008.

### 2.2.3 Válvula proporcional de 3 vias + Cilindro assimétrico de simples ação

Tem-se como exemplo o controle de posição através de uma válvula proporcional de 3 vias com cilindro assimétrico (diferencial com razão de áreas  $r_A^A = 2$ ).

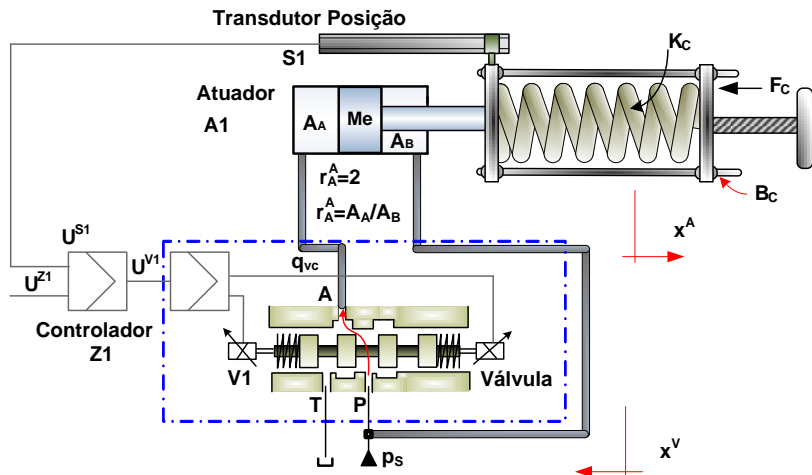
Observa-se na Figura 2.4 que o lado da haste do cilindro está ligado à linha de suprimento e o lado do êmbolo (câmara de controle) está ligado a uma das vias da válvula. Assim, os movimentos do cilindro serão dados pelo deslocamento do carretel da válvula, ou seja:

Para  $x^A > 0$ , o sentido de avanço do movimento do cilindro, a linha de suprimento é ligada ao lado do êmbolo do cilindro, gerando deslocamento do carretel da válvula no sentido avançar ( $x_+^A$ ).

Para  $x^A < 0$ , o sentido de recuo do movimento do cilindro, a câmara de controle é ligada ao reservatório gerando deslocamento do carretel da válvula no sentido contrário ( $x_-^A$ ).

Neste circuito, a pressão de carga ( $p_c$ ) é definida como  $p_A - p_s/r_A^A$ .

Figura 2.4 – Controle de posição com válvula de 3 vias e cilindro assimétrico.



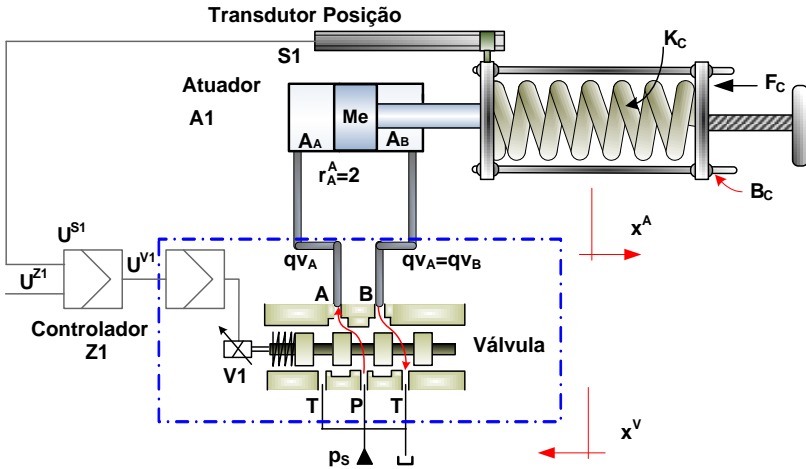
Fonte: SZPAK, 2008.

### 2.3 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste capítulo foram apresentadas as três principais concepções de circuitos de posicionadores hidráulicos, mostrando algumas das possibilidades de combinações entre válvulas e cilindros e visando o estudo das mesmas.

Por sua vez, diversos projetos de sistema de posicionamento eletro-hidráulico observam-se concepções não recomendadas na bibliografia de hidráulica (Figura 2.5), ainda não sendo conhecidos estudos mais específicos de desempenhos, vantagens e desvantagens e seus limites de carga para um funcionamento onde não haja condições críticas com relação as pressões do sistema.

Figura 2.5 – Controle de posição com válvula de 4 vias simétrica e cilindro assimétrico de dupla ação .



Fonte: Adaptado de SZPAK, 2008.

No próximo capítulo serão apresentados os modelos matemáticos dos componentes de um sistema de controle de posição hidráulico. O modelo simula configurações de dupla ação, podendo haver várias combinações de válvula e cilindro, possibilitando o estudo tanto das configurações consideradas padrões de sistemas de posicionamento eletro-hidráulicos, quanto configurações não usuais destes sistemas.

As configurações utilizando válvulas de três vias não foram exploradas no estudo pelo fato de não haver uma razão entre os coeficientes de vazão de cada linha, já que existe somente uma linha de vazão de controle. A razão entre os coeficientes de vazão possibilita relacionar estes coeficientes com outros parâmetros do sistema, com o objetivo de selecionar a melhor configuração de válvula em função do cilindro, e assim, estruturando a etapa de seleção do sistema de atuação eletro-hidráulico.

### 3 MODELAGEM DO SISTEMA DE ATUAÇÃO

#### 3.1 INTRODUÇÃO

A modelagem de sistemas consiste na aplicação de leis físicas fundamentais que explicitam o comportamento dos componentes e os seus inter-relacionamentos, de forma a gerar um conjunto de equações matemáticas que descrevam adequadamente o sistema físico (DE NEGRI, 1987 *apud* BRAVO, 2002).

As simulações na área da hidráulica auxiliam o projeto de sistemas hidráulicos em tarefas como prevenção de erros, redução de tempo no desenvolvimento, análise de desempenho e comportamento dinâmico e flexibilidade em alterações de projeto (MURARO, 2006).

O estudo dos modelos matemáticos e dos componentes hidráulicos é importante para que o projetista possa analisar e selecionar corretamente os componentes da instalação. O projetista, baseando-se em dados de catálogos de fabricantes, atribui valores aos parâmetros dos modelos construídos para executar a simulação e, assim, comparar os resultados obtidos com as especificações do projeto (SZPAK, 2008).

#### 3.2 MODELO NÃO LINEAR COM PERDA DE CARGA

A Figura 3.1 faz a representação esquemática do modelo do sistema eletro-hidráulico de controle de posição utilizado nesta dissertação, o qual é composto pelos seguintes componentes:

- Processamento de Sinal;
- Suprimento de Fluido;
- Válvula proporcional;
- Tubulações e mangueiras;
- Atuador linear (cilindro hidráulico);
- Carga (massa e mola);
- Elementos de medição

O bloco de processamento de sinal é composto pela operação de comparação entre a tensão de entrada (sinal de referência) e leitura de posição (elementos de medição) e elementos do controlador e saturação do sinal de controle para comando da válvula proporcional.

Por sua vez, o bloco da válvula proporcional é separado em duas partes. A primeira parte representa a dinâmica da válvula descrita pela equação do movimento do carretel e pela 2ª lei de Kirchoff para o cir-

cuito de acionamento do(s) solenóide(s). A segunda parte é descrita pela equação da vazão da válvula (Apêndice C.1), representando parte do subsistema hidráulico.

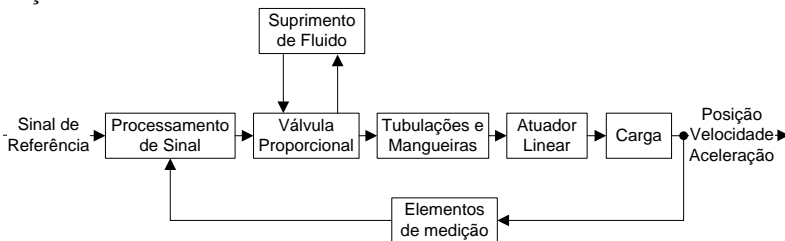
A Unidade de Potência e Condicionamento Hidráulico (UPCH), caracterizando o bloco de suprimento de fluido, não foi considerada em detalhes neste modelo, utilizando apenas as pressões de suprimento e de retorno como parâmetros fixos de entrada para o modelo. A modelagem da vazão da UPCH não influencia na vazão para o sistema de atuação (carga), visto que a limitação desta vazão é devido à abertura e fechamento da válvula proporcional.

Também fazendo parte do subsistema hidráulico tem-se o bloco de tubulações e mangueiras (Apêndices C.2 e C.3), sendo representado pelas equações da continuidade nas linhas entre válvula e cilindro, equações de perda de carga e equações de aceleração do fluido, estas últimas caracterizando a massa aparente do fluido.

O bloco do atuador linear representa parte do subsistema hidráulico pela equação da continuidade do cilindro (Apêndice C.4) e parte do subsistema mecânico pela equação do movimento (Apêndice C.5). Na equação do movimento está presente também o bloco de carga onde o cilindro é conectado ao sistema de carregamento, contendo uma mola com uma pré-carga ajustável, uma massa e o modelo de atrito do cilindro (Apêndice C.6).

Por fim o bloco de elementos de medição é composto pela leitura e conversão do sinal de posição, transformando o sinal em metros para volts a partir da relação de conversão  $V/m$  do transdutor de posição.

Figura 3.1 – Diagrama de blocos do sistema eletro-hidráulico de controle de posição.

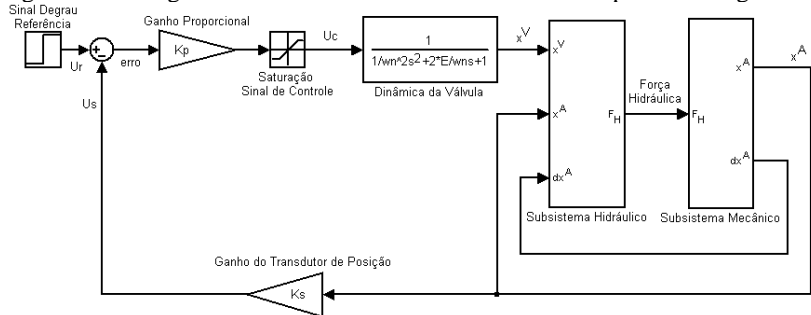


Utilizando a notação gráfica de diagrama de blocos da ferramenta Simulink, parte integrante do software MatLab (*Matrix Laboratory*), Szpak (2008) desenvolveu o modelo não-linear que descreve o comportamento de um sistema de posicionamento eletro-hidráulico influenciado



pelas perdas de carga e massa aparente em dutos e mangueiras. O modelo foi aprimorado por Muraro (2010) introduzindo a modelagem das linhas de suprimento e retorno, considerando apenas a equação da perda de carga. A Figura 3.2 mostra o diagrama de blocos do modelo aprimorado utilizado na dissertação.

Figura 3.2 – Diagrama de blocos do modelo não-linear com perda de carga.



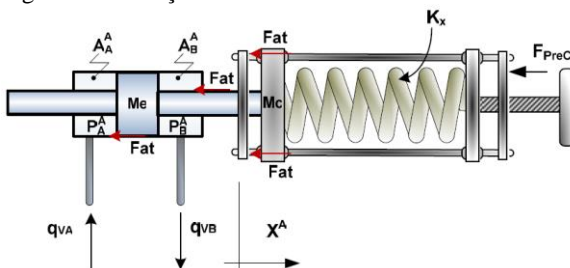
Fonte: MURARO, 2010.

A seguir serão apresentadas as equações que fazem parte do modelo não-linear com perda de carga. Para maiores detalhes sobre este modelo e suas equações representativas de cada bloco podem ser encontradas em Szpak (2008) e Muraro (2010).

### 3.2.1 Equação do movimento do cilindro

A partir das principais forças atuantes no cilindro (Figura 3.3) foi atribuída à equação do movimento do cilindro.

Figura 3.3 – Forças atuantes no cilindro.



Fonte: SZPAK, 2008.

$$(p_A \cdot A_A^A) - (p_B \cdot A_B^A) = M_t \cdot \frac{d^2 \cdot x^A}{dt^2} + K_x \cdot x^A + F_{at} + F_{PreC} \quad (3.1)$$

onde:

$p_A \cdot A_A^A$  → força aplicada na  $A_A^A$  devido à pressão  $p_A$  na câmara A [N];

$p_B \cdot A_B^A$  → força aplicada na  $A_B^A$  devido à pressão  $p_B$  na câmara B [N];

$F_{at}$  → força de atrito no cilindro e nas guias de posicionamento [N];

$F_{PreC}$  → força de pré-carga na mola [N];

$M_t = M_e + M_c + M_f$  → massa total [Kg];

$M_e$  → massa do êmbolo do cilindro [Kg];

$M_c$  → massa da carga [Kg];

$M_f$  → massa aparente do fluido [Kg];

$K_x$  → constante elástica da mola [N/m];

$x^A$  → posição do cilindro [m];

### 3.2.2 Equação da continuidade do cilindro

$$qv_A^A = A_A^A \frac{dx^A}{dt} + \frac{V_{A0}^A + A_A^A \cdot x^A}{\beta_e} \cdot \frac{dp_A^A}{dt} \quad (3.2)$$

$$qv_B^A = A_B^A \frac{dx^A}{dt} - \frac{V_{B0}^A - A_B^A \cdot x^A}{\beta_e} \cdot \frac{dp_B^A}{dt} \quad (3.3)$$

onde:

$qv_A^A$  → vazão que entra na câmara A do cilindro [ $m^3/s$ ];

$qv_B^A$  → vazão que entra na câmara B do cilindro [ $m^3/s$ ];

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

$A_B^A$  → área útil da câmara B do cilindro [ $m^2$ ];

$V_{A0}^A$  → volume inicial na câmara A do cilindro [ $m^3$ ];

$V_{B0}^A$  → volume inicial na câmara B do cilindro [ $m^3$ ];

$V_A^A$  → volume na câmara A do cilindro [ $m^3$ ];

$V_B^A$  → volume na câmara B do cilindro [ $m^3$ ];

$x^A$  → posição do cilindro [m];

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

### 3.2.3 Equação do movimento e 2ª Lei de Kirchoff

$$K_{RP} \cdot U_c = \frac{1}{(\omega_n^V)^2} \cdot \frac{d^2 x^V}{dt^2} + \frac{2 \cdot \zeta^V}{\omega_n^V} \cdot \frac{dx^V}{dt} + x^V \quad (3.4)$$

onde:

$K_{RP}$  → ganho de regime permanente do carretel<sup>1</sup> [m/V];

$x^V$  → posição do carretel [m];

$\omega_n^V$  → frequência natural não-amortecida da válvula [rad/s];

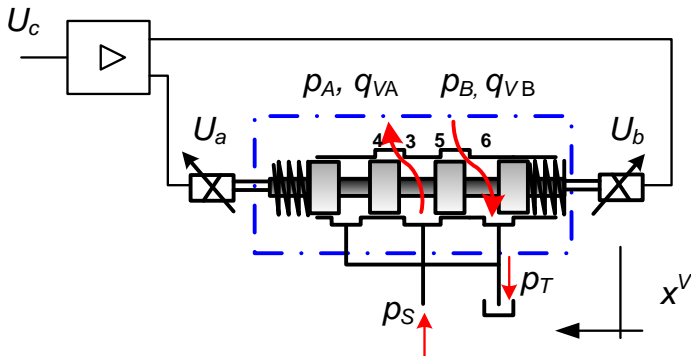
$\zeta^V$  → razão de amortecimento da válvula [adm];

$U_c$  → sinal de comando para a válvula [V].

### 3.2.4 Equação da vazão da válvula

Na Figura 3.4 é apresentado um desenho esquemático do carretel da válvula de 4 vias onde estão indicados os principais termos das equações da modelagem matemática. Conforme tratado na seção anterior, a válvula de quatro vias pode ser simétrica ou assimétrica.

Figura 3.4 – Desenho esquemático do carretel da válvula de 4 vias.



Fonte: Adaptado de SZPAK, 2008.

Para  $x^V \geq 0$  ( $U_c \geq 0$ ):

$$q_{vA}^V = \left( K_{vA} \cdot \frac{U_c}{U_n} + K_{vinA3} \right) \cdot \sqrt{p_S - p_A^V} - K_{vinA4} \cdot \sqrt{p_A^V - p_T} \quad (3.5)$$

$$q_{vB}^V = \left( K_{vB} \cdot \frac{U_c}{U_n} + K_{vinB6} \right) \cdot \sqrt{p_B^V - p_T} - K_{vinB5} \cdot \sqrt{p_S - p_B^V} \quad (3.6)$$

<sup>1</sup> O valor do ganho em regime permanente é unitário, pois as equações de vazão na válvula estão relacionadas com o sinal de entrada em tensão e não com o deslocamento do carretel.

Para  $x^V < 0$  ( $U_c < 0$ ):

$$q_{vA}^V = - \left( K_{vA} \cdot \frac{|U_c|}{U_n} + K_{vinA4} \right) \cdot \sqrt{p_A^V - p_T} + K_{vinA3} \cdot \sqrt{p_S - p_A^V} \quad (3.7)$$

$$q_{vB}^V = - \left( K_{vB} \cdot \frac{|U_c|}{U_n} + K_{vinB5} \right) \cdot \sqrt{p_S - p_B^V} + K_{vinB6} \cdot \sqrt{p_B^V - p_T} \quad (3.8)$$

onde:

$q_{vA}^V$  → vazão na saída da válvula na via A [ $m^3/s$ ];

$q_{vB}^V$  → vazão na saída da válvula na via B [ $m^3/s$ ];

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

$K_{vB}$  → coeficiente de vazão da via B [ $m^3/s.Pa^{1/2}$ ];

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

$U_c$  → tensão de controle [V];

$p_A^V$  → pressão no pórtico A [Pa];

$p_B^V$  → pressão no pórtico B [Pa];

$p_S$  → pressão de suprimento [Pa];

$p_T$  → pressão de retorno [Pa];

$K_{vinA3}$  → coeficiente de vazamento interno no orifício 3 [ $m^3/s.Pa^{1/2}$ ];

$K_{vinA4}$  → coeficiente de vazamento interno no orifício 4 [ $m^3/s.Pa^{1/2}$ ];

$K_{vinB5}$  → coeficiente de vazamento interno no orifício 5 [ $m^3/s.Pa^{1/2}$ ];

$K_{vinB6}$  → coeficiente de vazamento interno no orifício 6 [ $m^3/s.Pa^{1/2}$ ].

### 3.2.5 Modelagem da tubulação

A utilização de tubulações e mangueiras na transmissão de energia hidráulica gera efeitos de massa aparente, perda de carga e redução do módulo de compressibilidade efetivo do fluido. Estes fenômenos são evidentes na Plataforma de Hidráulica Proporcional e exercem grande influência no comportamento de posicionamento do cilindro (MURARO, 2010).

A Figura 3.5 ilustra o diagrama esquemático das linhas A e B, com as nomenclaturas utilizadas no desenvolvimento do modelo das tubulações.

Para descrever o efeito de massa aparente, utiliza-se primeiramente a equação da continuidade em um volume de controle. A equação (3.9) é utilizada para o cálculo na tubulação instalada na via A.

$$q_{v_A}^V = q_{v_{Ain}}^H + \frac{V_A^V}{\beta_e^H} \cdot \frac{dp_A^V}{dt} \quad (3.9)$$

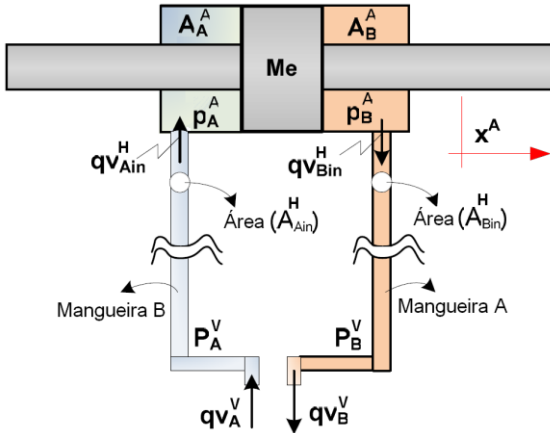
onde:

$q_{v_{Ain}}^H \rightarrow$  vazão na saída da tubulação da linha A [ $m^3/s$ ];

$V_A^V \rightarrow$  volume da câmara A da válvula [ $m^3$ ];

$\beta_e^H \rightarrow$  módulo de compressibilidade efetivo na mangueira [ $Pa$ ].

Figura 3.5 – Diagrama esquemático das linhas A e B.



Fonte: SZPAK, 2008.

Em seguida, utiliza-se a equação (3.10) que descreve a aceleração do fluido<sup>2</sup> combinado com a perda de carga ao longo da linha de transmissão da via A. Os cálculos para as demais linhas são equivalentes, sendo necessário apenas adequar os sinais, parâmetros e coeficientes para cada caso.

$$\rho \cdot \frac{V_{Ain}^H}{A_{Ain}^H} \cdot \frac{dq_{v_{Ain}}^H}{dt} + \frac{A_{Ain}^H}{Cl_A} \cdot q_{v_{Ain}}^H = A_{Ain}^H \cdot (p_A^V - p_{Ain}^H) \quad (3.10)$$

onde:

$\rho \rightarrow$  massa específica do fluido [ $kg/m^3$ ];

$A_{Ain}^H \rightarrow$  área interna da tubulação da linha A [ $m^2$ ];

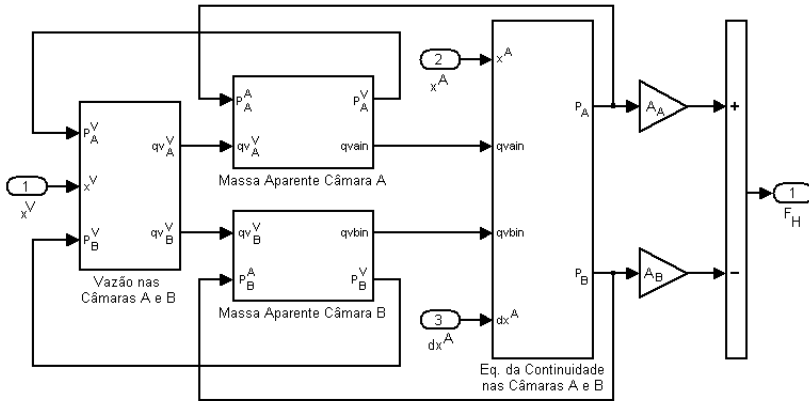
<sup>2</sup> O desenvolvimento matemático para resultar na equação da aceleração do fluido é detalhado em Szpak (2008).

$p_{Ain}^H$  → pressão interna da tubulação da linha A [Pa];  
 $V_{Ain}^H$  → volume interno da tubulação da linha A [ $m^3$ ];  
 $Cl_A$  → coeficiente de perda de carga na via A [ $m^3/s.Pa$ ];

Diante da dificuldade de calcular teoricamente os coeficientes de perda de carga para cada linha de transmissão, estes foram estabelecidos experimentalmente.

Estes modelos estão inseridos no subsistema hidráulico (Figura 3.6) entre as equações da continuidade e da vazão.

Figura 3.6 – Subsistema hidráulico do modelo não-linear com perda de carga.



Fonte: MURARO, 2010.

### 3.3 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste capítulo foi apresentado os blocos do modelo dinâmico do sistema de posicionamento eletro-hidráulico implementado no software MatLab, os quais representam o comportamento estático e dinâmico dos componentes deste sistema.

A modelagem das linhas de transmissão, considerando os efeitos de perda de carga, massa aparente e compressibilidade do fluido, é fundamental para a obtenção de um modelo matemático que represente satisfatoriamente o sistema real (MURARO, 2010).

No próximo capítulo é apresentada a bancada de estudos a qual foram feitos experimentos para o modelo de sistema de posicionamento anteriormente descrito. Também é realizado o levantamento de parâmetros dos componentes e efetuada a validação e análise do modelo não-linear com perda de carga.

Por fim é implementado um modelo não-linear sem os efeitos de perda de carga e massa aparente para obter respostas do desempenho dinâmico mais aproximado de um SHCP usual sem a influência de tubulações e mangueiras, que é utilizado nos capítulos posteriores para mapeamento das condições críticas das pressões nas câmaras do atuador hidráulico, além de fazer parte da validação do modelo estático, parte da estruturação do projeto de posicionadores eletro-hidráulicos.



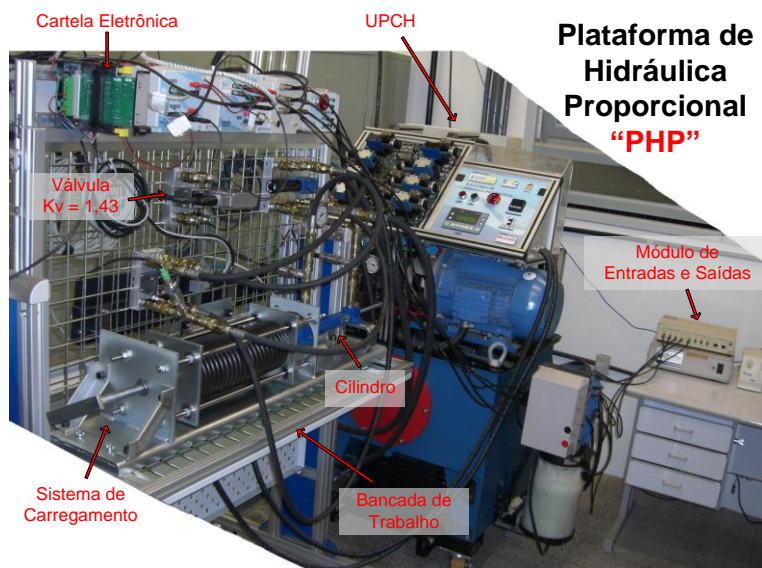


## 4 CARACTERIZAÇÃO TEÓRICA – EXPERIMENTAL

### 4.1 INTRODUÇÃO

A implementação prática e verificação experimental dos resultados de um sistema de posicionamento eletro-hidráulico foram realizados a partir da bancada de estudos (Figura 4.1), intitulada Plataforma de Hidráulica Proporcional (PHP).

Figura 4.1 – Plataforma de Hidráulica Proporcional.



Localizada no Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos, a PHP foi desenvolvida com a finalidade de intensificar a interação entre os conceitos teóricos e a aplicação prática de projeto e controle de posicionadores hidráulicos.

Esta plataforma, demonstrada na Figura 4.1, é composta por:

- UPCH;
- Bancada de Trabalho;
- Sistema de Aquisição DSpace;
- Computador com o Software Matlab e Trace;
- Cilindro Simétrico;
- Válvulas Simétricas;

- Transdutores de Pressão e Posição;
- Sistema de Carregamento.

Estes equipamentos, utilizados em grande escalam na indústria, possuem catálogos contendo diversas informações, tais como funcionamento, características construtivas e respostas estáticas e dinâmicas.

## 4.2 DESCRIÇÃO DOS COMPONENTES

A descrição dos equipamentos e o levantamento dos parâmetros necessários são apresentados a seguir.

### 4.2.1 UPCH

A Unidade de Potência e Condicionamento Hidráulico<sup>3</sup> cumpre a função de fornecimento de potência hidráulica para uma bancada de trabalho. A mesma tem a capacidade de manter níveis adequados de vazão, pressão e temperatura do fluido, além de direcionar o fluido hidráulico para as duas estações de trabalho existentes sem comprometer a especificação da potência de suprimento (RAMOS FILHO, 2006).

A unidade é composta por duas bombas hidráulicas instaladas, fornecendo uma vazão de aproximadamente 30 litros por minuto (14 L/min da bomba de engrenagens e 16 L/min da bomba de palhetas). Além disso, há um acumulador de 10 L para auxiliar em eventuais quedas de vazão e pressão na linha de suprimento. Estas variações, frequentes em sistemas de controle de posição, são decorrentes das grandes velocidades e acelerações em que o cilindro é submetido.

Pode-se observar ainda uma contrapressão constante de 1,25 bar na linha de retorno ocasionada pelo sistema de filtragem e de refrigeração do fluido hidráulico quando este retorna ao reservatório (MURARO, 2010).

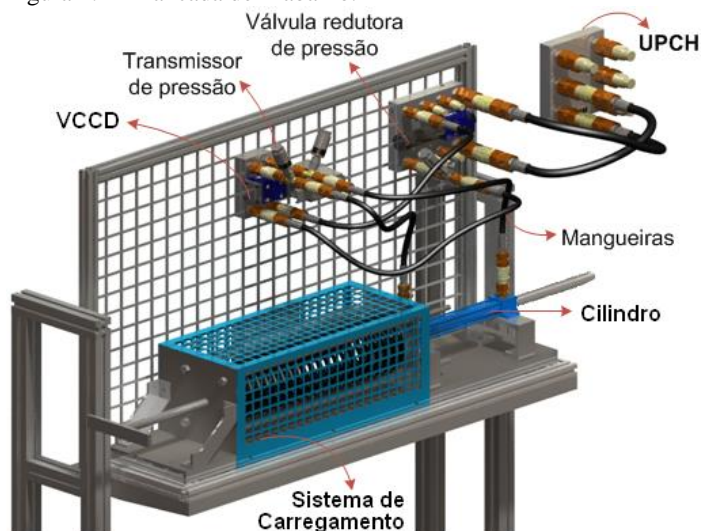
### 4.2.2 Bancada de trabalho

A Figura 4.2 ilustra a configuração de um sistema hidráulico montado na bancada de trabalho composto por: cilindro simétrico de dupla-ação, válvula proporcional, válvula redutora de pressão, transmissores de pressão, transdutor de posição, mangueiras, engates rápidos da UPCH e sistema de carregamento com mola.

---

<sup>3</sup> Maiores informações em Souza (2005) e Ramos Filho (2006).

Figura 4.2 – Bancada de Trabalho.



Fonte: SZPAK, 2008.

O Quadro 4.1 descreve os componentes hidráulicos que fazem parte do circuito na bancada, assim como o transdutor e os transmissores instalados.

Quadro 4.1 – Descrição dos componentes do circuito hidráulico.

Descrição	Código
Válvula redutora de pressão diretamente operada Bosch Rexroth – DR6DP7-5X/75YM	1V1
Válvula Servo-solenóide simétrica com eletrônica embarcada Bosch – 0811404601	1V2
Válvula Proporcional assimétrica com eletrônica embarcada Bosch Rexroth – 4WREE 6 E1-08-22	1V3
Cilindro simétrico de dupla ação Bosch Rexroth – CGT3-MS2 25/18/200	1A1
Cilindro assimétrico de dupla ação Bosch Rexroth – CDT3-MS2 25/18/200	1A2
Transmissor de pressão com faixa de medição de 0 a 200bar HBM – P2VA1/200bar	1S1
Transmissor de pressão com faixa de medição de 0 a 200bar HBM – P2VA1/200bar	1S2
Transmissor de pressão com faixa de medição de 0 a 200bar HBM – P2VA1/200bar	1S3

Transdutor de Posição com faixa de medição de 0 a 200 mm Balluf – BTL5-A11-M0200-P S32	1S4
---	-----

### 4.2.3 Cilindros hidráulicos

Fabricados pela empresa Bosch Rexroth os atuadores lineares hidráulicos utilizados no estudo têm a mesma área na câmara B do cilindro. Esta e outras informações estão presentes no Quadro 4.2.

Quadro 4.2 – Dados do cilindro hidráulico.

Código	$\Phi_e$ [mm]	$\Phi_h$ [mm]	$L$ [mm]	$A_A$ [m <sup>2</sup> ]	$A_B$ [m <sup>2</sup> ]	$M_c$ [kg]
CDT3MS2/25-18/200	25	18	200	$4,91 \times 10^{-4}$	$2,37 \times 10^{-4}$	2,30
CGT3MS2/25-18/200	25	18	200	$2,37 \times 10^{-4}$	$2,37 \times 10^{-4}$	2,86

Fonte: BOSCH REXROTH, 2007.

Para minimizar os efeitos de choque contra o cabeçote e tampa de fundo, estes cilindros hidráulicos possuem um sistema de amortecimento de fim de curso. O dispositivo destes atuadores está configurado para reduzir consideravelmente a velocidade da haste nas posições de 0 a 14 mm e 186 a 200 mm (7% do curso total).

### 4.2.4 VCCD

Os parâmetros das válvulas foram obtidos a partir de dados de seus catálogos (BOSCH REXROTH, 2007), além de dissertações desenvolvidas e publicadas (SZPAK, 2008 & MURARO, 2010) e das equações da revisão bibliográfica. Os valores obtidos estão indicados no Quadro 4.3.

Quadro 4.3 – Dados das válvulas.

Válvula	Código	$U_n$ [V]	$\Delta p$ [bar]	$q_{v\text{nom}}$ [L/min]	$q_{v\text{in}}$ [cm <sup>3</sup> /min]
Simétrica	0811404601	$\pm 10$	70	12	300
Assimétrica	4WREE 6 E1-08-22	$\pm 10$	10	8	500

Fonte: BOSCH REXROTH, 2007.

A partir dos valores dos dados das válvulas foi possível obter os parâmetros necessários ao modelo, observando-se as unidades utilizadas no mesmo (Quadro 4.4).

Quadro 4.4 – Coeficientes de vazão das válvulas.

Válvula	$K_v$ [L/min · √bar]	$K_{vSI}$ [m <sup>3</sup> /s · √Pa]	$K_{vin}$ [m <sup>3</sup> /s · √Pa]
Simétrica	1,43	$7,56 \times 10^{-8}$	$1,12 \times 10^{-9}$
Assimétrica	2,52	$1,33 \times 10^{-7}$	$3,73 \times 10^{-10}$

#### 4.2.5 Sistema de medição

As informações de posicionamento da haste e monitoramento das pressões nas linhas dos sistemas hidráulicos montados na bancada de trabalho são obtidas utilizando 01 transdutor de posição e 03 transmissores de pressão.

Todos os medidores são alimentados com tensão contínua de +24 V por uma fonte de tensão instalada na PHP. Os sinais são enviados ao módulo de entradas e saídas através de fios blindados corretamente dimensionados para esta aplicação.

##### 4.2.5.1 Transdutor de posição

Acoplado na extremidade da haste do cilindro, o transdutor de deslocamento, fabricado pela BALLUF, possibilita realimentar e fechar a malha de controle do posicionador eletro-hidráulico.

Este transdutor é do tipo indutivo, linear, ultra-sônico e apresenta resolução de 04 μm. Suas principais características, retiradas de catálogo, são demonstradas no Quadro 4.5 a seguir.

Quadro 4.5 – Parâmetros do transdutor de posição.

Código	Faixa de Medição [mm]	Sinal Medido [V]	Equação Característica [m]	Incerteza de Medição [mm]
BTL5-A11-M0200-P S32	0 a 200	0 a +10	$0,02 \cdot U_n$	± 0,6

Fonte: BALLUFF, 2003.

#### 4.2.5.2 Transmissores de pressão

Fabricados pela HBM Inc. As principais características destes transmissores, retiradas de catálogo, estão no Quadro 4.6 a seguir.

Quadro 4.6 – Parâmetros dos transmissores de pressão.

Código	Faixa de Medição [bar]	Sinal Medido [V]	Equação Característica [Pa]	Incerteza de Medição [bar]
P2VA1-200	0 a 200	+0,5 a +10	$(U_n - 0,5) \cdot 200 \cdot 10^5 / 9,5$	$\pm 0,3$

Fonte: HBM, 2006.

#### 4.2.6 Sistema de aquisição de dados

As tarefas de aquisição, tratamento, controle e envio de dados para os equipamentos da bancada de trabalho é realizada por uma plataforma composta pelos seguintes componentes:

- Computador;
- Módulo de entradas e saídas analógicas;
- Placa dSPACE DS1102 (DSPACE,1993);
- Software MATLAB/SIMULINK (SIMULINK,1996);
- Software TRACE.

O módulo possibilita a conexão física entre os componentes da bancada de trabalho e a placa dSPACE instalada no computador, a qual disponibiliza ao usuário 04 entradas analógicas e 04 saídas analógicas.

As entradas analógicas são utilizadas para aquisição dos sinais dos transdutores de pressão, transdutor de posição do cilindro e transdutor LVDT do carretel, todos com amplitudes variando entre 0 e +10 V. Apenas uma saída analógica é utilizada para enviar o sinal de referência para a válvula, sendo esta com magnitudes de -10 até +10 V.

Com o auxílio do software MATLAB, desenvolvido pela Mathworks Inc., utiliza-se a ferramenta SIMULINK para, com a notação de diagrama de blocos, realizar o tratamento matemático dos sinais, estruturar a malha de controle (Apêndice B) e compilar o programa implementado para a linguagem usada na placa dSPACE

Devido à ausência de filtros analógicos, foram utilizados filtros digitais nos sinais de entrada. Para atenuar os ruídos dos sinais de posição e pressão, foram utilizados filtros passa-baixa de segunda ordem com frequência de corte de 100 *rad/s* e 40 *rad/s* respectivamente.

$$FT_x = \frac{10000}{s^2 + 200.s + 10000} \quad FT_p = \frac{1600}{s^2 + 80.s + 1600}$$

A utilização de um filtro com menor atenuação no sinal de posição deve-se ao menor ruído encontrado e exigência de menor atraso possível do sinal, pois este é utilizado diretamente na realimentação da malha de controle (MURARO, 2010).

O software TRACE, instalado no computador, permite ao usuário salvar e visualizar qualquer variável contida no programa de controle implementado no SIMULINK.

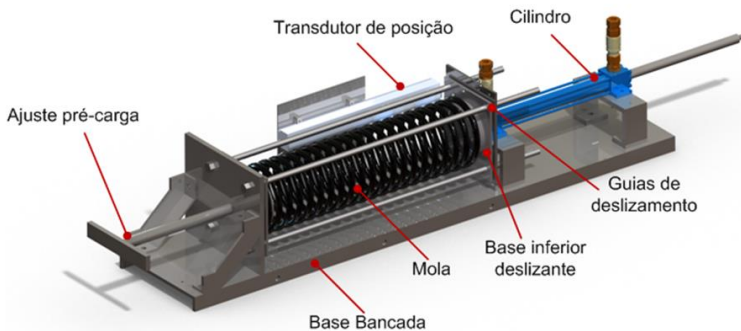
Este software tem a capacidade de armazenar e apresentar 5000 pontos de cada variável selecionada pelo usuário. Os dados são salvos em arquivos que podem ser manipulados posteriormente utilizando a ferramenta MATLAB.

#### 4.2.7 Sistema de carregamento

A estrutura instalada na bancada de trabalho da PHP para simular SH com carregamento pode ser visualizada na Figura 4.3. Este sistema permite ajuste de diferentes pré-cargas na mola mediante um mecanismo de rosca que comprime-a.

A base inferior deslizante é equipada com o sistema de esferas recirculantes que, ao movimentar-se sobre guias de deslizamento, reduz consideravelmente o atrito.

Figura 4.3 – Sistema de carregamento com pré-carga na mola.



Fonte: SZPAK, 2008.

Devido a este sistema flexível, o usuário da bancada pode selecionar e substituir 03 molas<sup>4</sup> com as seguintes características:

Quadro 4.7 – Dados das molas.

Descrição	$L^M$ [mm]	$K_x$ [N/m]	$x_{máx}^M$ [mm]	$F_{pre-carga}^M$ máxima [N]
Mola 1	$488 \pm 5$	2618,4	$253 \pm 5$	662,4
Mola 2	$500 \pm 5$	5982,1	$254 \pm 5$	1519,5
Mola 3	$449 \pm 5$	16083,0	$240 \pm 5$	3859,9

Fonte: SZPAK, 2008.

### 4.3 LEVANTAMENTO DE PARÂMETROS

Alguns parâmetros do sistema como perdas de carga e coeficiente de atrito viscoso, não são obtidos diretamente dos catálogos. Diante da importância destes na modelagem do sistema hidráulico, utilizam-se equações matemáticas, métodos de interpretação de curvas e resultados experimentais para obter valores condizentes com o comportamento real.

#### 4.3.1 Perda de carga

As perdas de carga, no caso da PHP, decorrem principalmente da utilização de engates rápidos, curvas nas tubulações, conexões, válvulas, filtro e subplacas de montagem. Estes acessórios estão presentes na bancada de trabalho e na UPCH, ocasionando queda de pressão em todas as linhas de transmissão (suprimento, retorno, via A e B).

Frente à considerável perda de potência hidráulica ocasionada por estes componentes, é imprescindível o dimensionamento dos coeficientes de perda de carga em cada uma das vias de escoamento (Suprimento, Retorno, Via A e Via B).

##### 4.3.1.1 Coeficiente de perda de carga nas mangueiras

Os coeficientes de perda de carga para as mangueiras foram obtidos a partir de Muraro 2010, onde foram feitos diversos ensaios em malha a aberta observando as pressões em diferentes pontos do circuito hidráulico. O Quadro 4.8 apresenta os valores de perda de carga em função da via do sistema.

<sup>4</sup> Maiores detalhes técnicos sobre as molas em Szpak (2008).



Quadro 4.8 – Coeficientes de perda de carga nas mangueiras.

Suprimento [m <sup>3</sup> /Pa · s]	Retorno [m <sup>3</sup> /Pa · s]	Via A [m <sup>3</sup> /Pa · s]	Via B [m <sup>3</sup> /Pa · s]
1,4 × 10 <sup>-10</sup>	1,8 × 10 <sup>-10</sup>	1,5 × 10 <sup>-10</sup>	1,5 × 10 <sup>-10</sup>

Fonte: MURARO, 2010.

### 4.3.2 Determinação do coeficiente de perda de carga nos dutos

O Coeficiente de perda de carga nos dutos ( $Cl$ ) foi obtido experimentalmente a partir da diferença de pressão entre a entrada e a saída do duto e a velocidade do fluido em regime permanente, isto é, a vazão que entra no cilindro quando o mesmo está em regime permanente. A

Os dados obtidos experimentalmente foram importados para uma planilha eletrônica, onde foram tratados para obtenção do coeficiente de perda de carga experimental e também para comprovar que o sistema atua no regime laminar. Os valores do Quadro 4.9, representam as medidas obtidas experimentalmente para um duto de 1,75 m de comprimento.

Figura 4.4 mostra um desenho esquemático do sistema utilizado para levantamento dos parâmetros de perda de carga nos dutos.

Assim, variando a frequência (período do movimento) ter-se-á:

$$\Delta p = p_B^V - p_B^A \quad (4.1)$$

$$v_{média} = \frac{\Delta_{posição}}{\Delta_{tempo}} \quad (4.2)$$

$$qv_{Ain}^D = v_{média} \cdot A_{Ain}^D \quad (4.3)$$

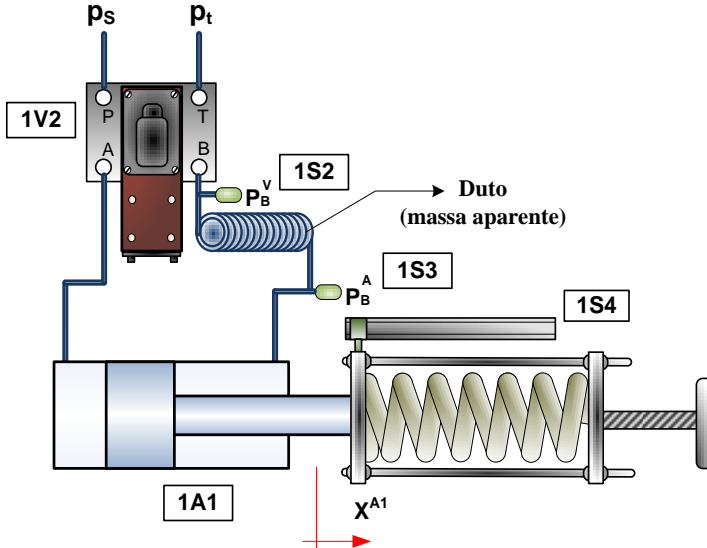
Portanto, conhecendo-se os valores de  $\Delta p$  e  $qv_{Ain}^D$  pode-se obter o valor do coeficiente de perda de carga experimental, dado pela equação:

$$Cl = \frac{qv_{Ain}^D}{\Delta p} \quad (4.4)$$

Os dados obtidos experimentalmente foram importados para uma planilha eletrônica, onde foram tratados para obtenção do coeficiente de perda de carga experimental e também para comprovar que o sistema atua no regime laminar. Os valores do Quadro 4.9, representam

as medidas obtidas experimentalmente para um duto de 1,75 m de comprimento.

Figura 4.4 – Desenho esquemático do sistema utilizado no experimento.



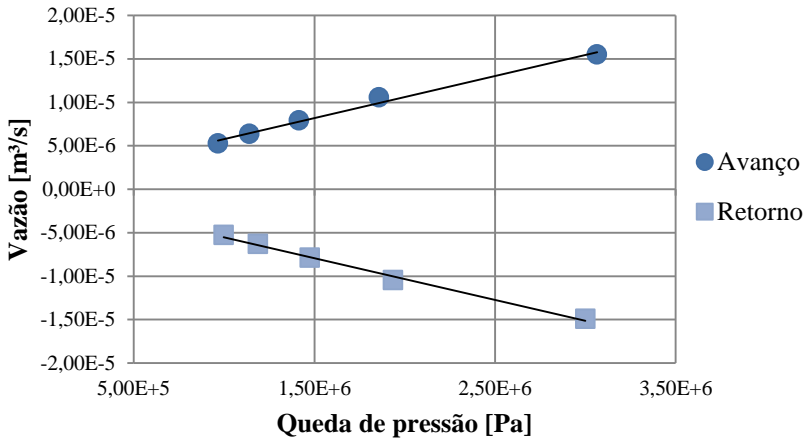
Fonte: Adaptado de SZPAK, 2008.

Quadro 4.9 – Coeficiente de perda de carga ( $C_l$ ) experimental duto 1,75m.

Avanço			Retorno		
$v$ [m/s]	$\Delta p$ [Pa]	$C_l$ [m <sup>3</sup> /Pa · s]	$v$ [m/s]	$\Delta p$ [Pa]	$C_l$ [m <sup>3</sup> /Pa · s]
0,065	3,064E+06	5,053E-12	-0,063	3,000E+06	-4,975E-12
0,045	1,858E+06	5,681E-12	-0,044	1,936E+06	-5,420E-12
0,033	1,416E+06	5,580E-12	-0,033	1,474E+06	-5,364E-12
0,027	1,141E+06	5,566E-12	-0,027	1,187E+06	-5,324E-12
0,022	9,66E+05	5,453E-12	-0,022	9,98E+05	-5,296E-12

A Figura 4.5 ilustra a queda de pressão  $\Delta p$  em função da vazão  $v \cdot A_B^A$  utilizando o duto de 1,75 metros de comprimento. Pode-se se notar que a gráfico tende a um escoamento laminar, devido à taxa de crescimento tender a um valor constante, o que nos possibilita considerar o coeficiente de perda de carga como uma constante. Os pontos mostrados no gráfico são os valores obtidos experimentalmente

Figura 4.5 – Escoamento laminar no duto de 1,75 metros.



O Quadro 4.10 abaixo resume os valores médios em função do comprimento do duto. A curva e os dados obtidos experimentalmente para os casos os dutos de 2,5 m e 4,5 m estão presentes nos apêndices D.1 e D.2, respectivamente.

Quadro 4.10 – Coeficiente médio de perda de carga experimental dos dutos.

Comprimento do Duto [m]	$Cl_{médio} [m^3/Pa \cdot s]$
1,75	5,37E-12
2,5	4,48E-12
4,5	1,73E-12

### 4.3.3 Atrito viscoso variável

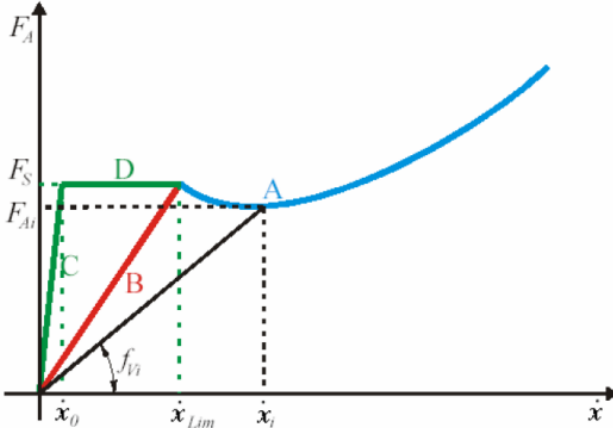
Nos sistemas de posicionamento onde o objetivo é posicionar uma massa em uma posição desejada, os efeitos mais comuns do atrito são conhecidos por oscilações em torno da posição desejada (“*hunting*”), permanece parado (“*standstill*”) e “*stick-slip*” (ARMSTRONG e DE WIT, 1996, apud MURARO, 2010).

Para representar as forças de atrito atuantes no cilindro e no sistema mecânico acoplado à haste, utilizou-se o modelo do coeficiente de atrito viscoso variável proposto por GOMES (1995), que representa os modos “*stick*” e “*slip*” por meio de trajetórias diferentes na região de “*stick-slip*”. Na prática, esta região é definida por uma velocidade limite

( $\dot{x}_{Lim}$ ), a partir da qual não é possível deslocar o corpo com velocidade constante.

Para estas velocidades abaixo de  $\dot{x}_{Lim}$ , visualizado na Figura 4.6, a força de atrito é representada pelas trajetórias “B” (modo “*slip*” – linha vermelha), “C” e “D” (modo “*stick*” – linhas verdes).

Figura 4.6 – Trajetórias do modelo de atrito.



Fonte: MACHADO, 2003.

A trajetória “A” representa as forças de atrito para velocidades acima de  $\dot{x}_{Lim}$ . Esta curva é definida utilizando o mapa estático de atrito obtido experimentalmente. Este ensaio é realizado pela medição da força aplicada para uma movimentação com velocidade constante, apresentando a relação entre a força de atrito e a velocidade relativa entre as superfícies de contato (MACHADO, 2004).

A força de atrito é determinada pela diferença de pressões nas câmaras do cilindro na condição de movimento em regime permanente, sem força externa e velocidade constante. Os ensaios foram realizados com pressão de suprimento de 70 bar. Os mapas estáticos utilizados no modelo constavam no banco de dados<sup>5</sup> do LASHIP, sendo que o Quadro 4.11 apresenta os parâmetros do modelo do cilindro simétrico e o Quadro 4.12 apresenta os parâmetros para o atuador assimétrico.

<sup>5</sup> Maiores detalhes sobre os modelos de atrito e gráficos dos mapas de atrito em Szpak (2008) e Muraro (2010).

Quadro 4.11 – Parâmetros do modelo de coeficiente de atrito viscoso do cilindro CGT3MS2/25-18/200.

Polinômios		
Polyp = [0,4040e4 -1,5314e4 2,2225e4 -1,5405e4 0,5502e4 -0,0647e4 0,0083e4]		
Polyn = [-0,4083e4 -1,5245e4 -2,2067e4 -1,5466e4 -0,5594e4 -0,0664e4 -0,0087e4]		
Parâmetro	Valor	Unidade
$F_{Sp}$ → nível máximo da força de atrito estático positivo	101,65	[N]
$F_{Sn}$ → nível máximo da força de atrito estático negativo	-99,29	[N]
$dx_{Lim p}$ → velocidade limite positiva	0,0035	[m/s]
$dx_{Lim n}$ → velocidade limite negativa	-0,0035	[m/s]
$dx_{0p}$ → velocidade de “stick” positiva	0,0033	[m/s]
$dx_{0n}$ → velocidade de “stick” negativa	-0,0033	[m/s]

Fonte: MURARO, 2010.

Quadro 4.12 – Parâmetros do modelo de coeficiente de atrito viscoso do cilindro CDT3MS2/25-18/200.

Polinômios		
Polyp=[9,3322e3 -1,2358e3 0,1489e3]		
Polyn=[-1,0580e4 -0,1668e4 -0,0233e4]		
Parâmetro	Valor	Unidade
$F_{Sp}$ → nível máximo da força de atrito estático positivo	296,351	[N]
$F_{Sn}$ → nível máximo da força de atrito estático negativo	232,639	[N]
$dx_{Lim p}$ → velocidade limite positiva	0,00432	[m/s]
$dx_{Lim n}$ → velocidade limite negativa	0,00185	[m/s]
$dx_{0p}$ → velocidade de “stick” positiva	0,00410	[m/s]
$dx_{0n}$ → velocidade de “stick” negativa	0,00176	[m/s]

Fonte: SZPAK, 2008.

## 4.4 VALIDAÇÃO DOS MODELOS DINÂMICOS

### 4.4.1 Introdução

A utilização de modelos matemáticos para simular o comportamento do sistema hidráulico foi baseado nas equações apresentadas no capítulo 3 e implementados com diagrama de blocos no SIMULINK.

No entanto, faz-se necessário a comprovação e validação destes modelos mediante comparação de resultados obtidos por simulação com as respostas experimentais do sistema montado na PHP.

Devido à impossibilidade de serem feitos ensaios com massas acopladas à haste do atuador, devido à estrutura da bancada de trabalho, utilizou-se dutos de pequeno diâmetro, instalados entre a válvula e o cilindro, para gerar massas aparentes. Os valores das massas efetivas do fluido, apresentadas no Quadro 4.13, foram retirados da dissertação de SZPAK, 2008.

Quadro 4.13 – Comprimento do duto x Massa Aparente.

Comprimento do Duto	Massa Aparente			
	Cilindro Assimétrico		Cilindro Simétrico	
	$A_A$ $4,91 \times 10^{-4}$ [m <sup>2</sup> ]	$A_B$ $2,37 \times 10^{-4}$ [m <sup>2</sup> ]	$A_A$ $2,37 \times 10^{-4}$ [m <sup>2</sup> ]	$A_B$ $2,37 \times 10^{-4}$ [m <sup>2</sup> ]
1,75 m	116	28	28	28
2,5 m	167	39	39	39
4,5 m	301	70	70	70

Fonte: SZPAK, 2008.

A seguir, são apresentadas figuras contendo as respostas das principais variáveis do SHCP, tais como posicionamento da haste e pressões nas linhas do sistema. Para efeitos de validação, são diretamente comparadas as respostas entre o modelo não linear e experimentos.

### 4.4.2 Modelo não-linear com perda de carga sem carregamento

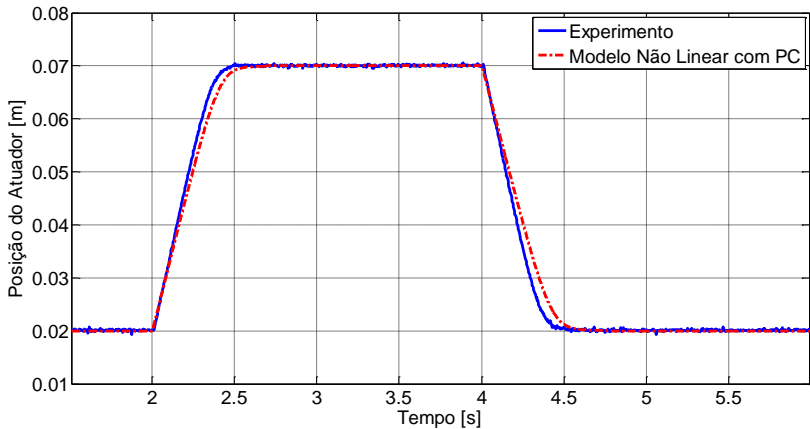
O modelo não-linear com perda de carga foi implementado com a finalidade de representar e simular o sistema hidráulico real. A lista de parâmetros utilizada nos modelos pode ser visualizada no Apêndice A.

A validação deste modelo pode ser feita pela comparação das respostas obtidas experimentalmente e por simulação da seguinte configuração do sistema hidráulico em malha fechada:

- Cilindro CGT3 25/18/200;
- Válvula Bosch de  $K_v=1,43$ ;
- Duto de 1,75 m;
- Sinal de referência tipo degrau de 50 mm;
- Avanço da haste de 20 mm até 70 mm;
- Retorno da haste de 70 mm a 20 mm;
- Controlador Proporcional com  $K_p=5$ ;
- Sem carregamento.

A Figura 4.7 mostra as respostas de posicionamento do modelo não linear e do experimento realizado na bancada.

Figura 4.7 – Posição do cilindro simétrico e válvula de  $K_v=1,43$ .



Na comparação das respostas de posicionamento do modelo com o experimento (*modelo – experimento*) presente na Figura 4.8, é possível notar dois momentos onde se tem os maiores valores de diferença, sendo estes 2,6 mm no instante de 2,3 segundos e 3,5 mm no instante de 4,3 segundos.

Na Figura 4.9 e Figura 4.10 estão ilustradas as respostas do modelo e experimento das pressões nas câmaras A e B do cilindro respectivamente. É possível notar em ambas a queda de pressões nas linhas de suprimento e retorno do sistema, em função da perda de carga existente nestas linhas.

Figura 4.8 – Comparação das respostas de posição cilindro simétrico e válvula de  $K_v=1,43$ .

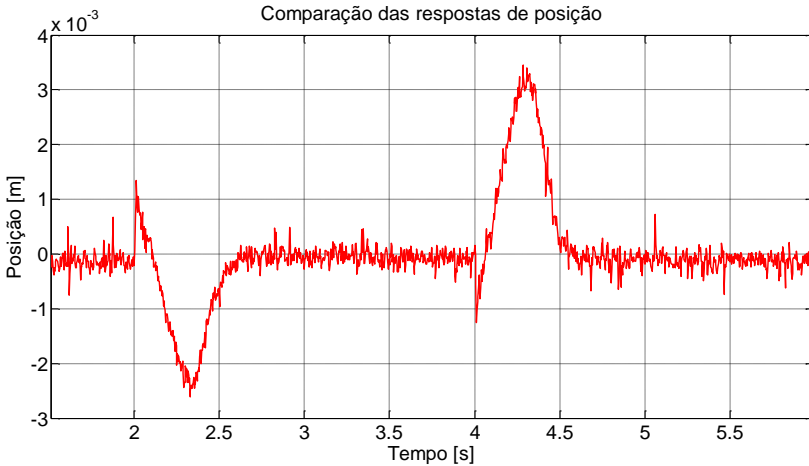
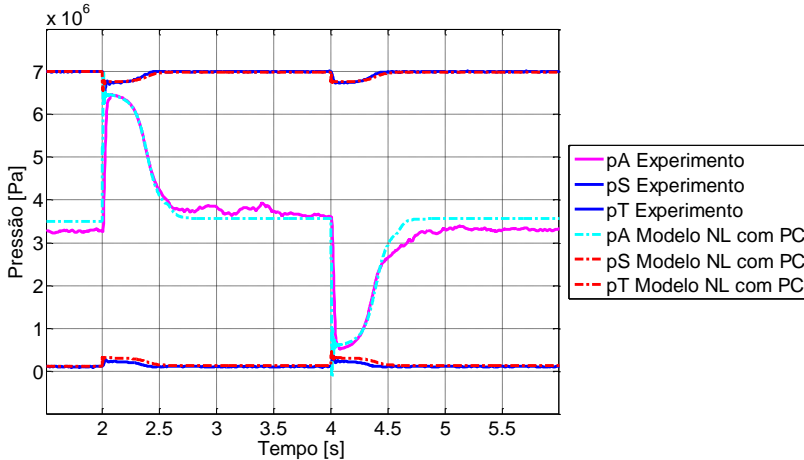


Figura 4.9 – Pressão na Câmara A com válvula de  $K_v=1,43$  e sem carregamento.



Pela Figura 4.11, onde se tem a comparação das respostas das pressões do modelo com o experimento, da mesma maneira que foi realizada na comparação de respostas de posição, nota-se que as pressões em ambas as câmaras tem sua maior diferença nos instantes de 2 e 4 segundos, sendo exatamente na borda de subida e decida respectivas do sinal de referencia de posicionamento. Nos outros instantes esta diferença a picos máximos de 5,2 bar na câmara A e 3,7 bar na câmara B (instante de 4,7 segundos).



Figura 4.10 – Pressão na Câmara B com válvula de  $K_v=1,43$  e sem carregamento.

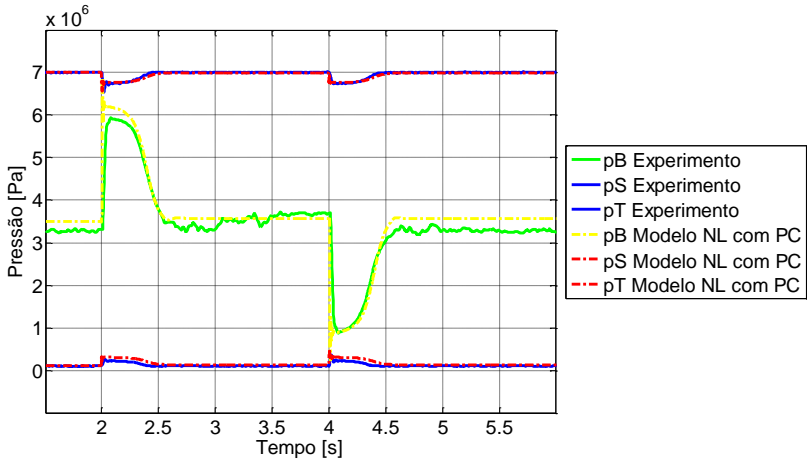
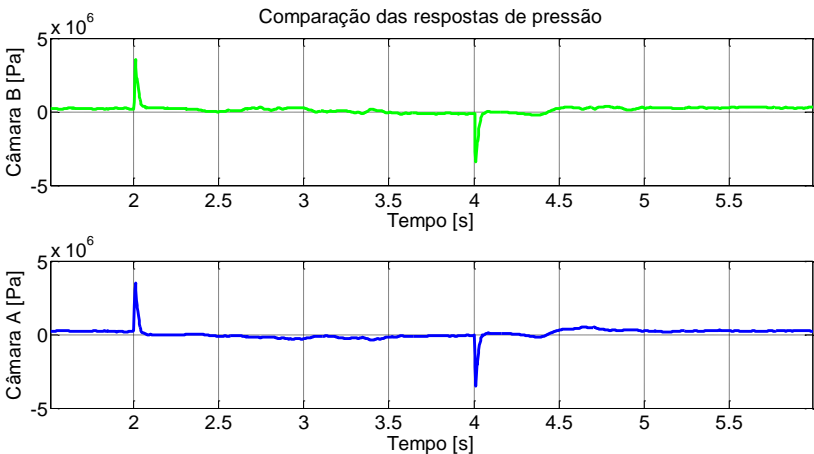


Figura 4.11 – Comparação das respostas de pressão cilindro simétrico e válvula de  $K_v=1,43$ .



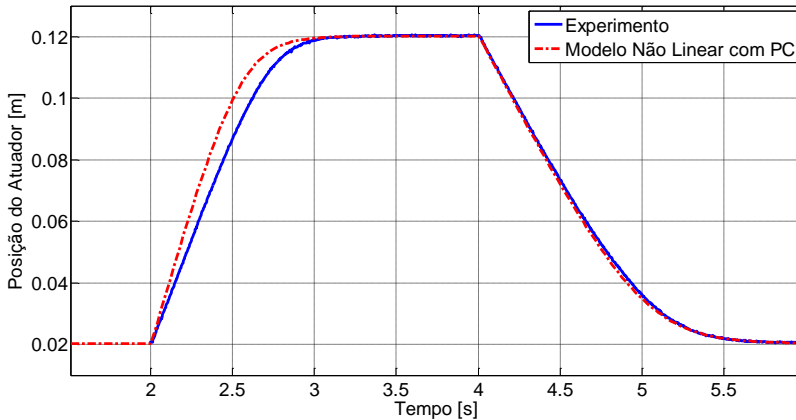
Nos instantes do sistema em regime permanente as pressões nas câmaras tem uma diferença de aproximadamente 2,0 bar, sendo justificada pelo fato do centro da válvula trabalhar com uma pressão de 33 bar e não 35 bar como é considerado no modelo.

#### 4.4.3 Modelo não-linear com perda de carga com carregamento por mola

A Figura 4.12 trás as respostas de posicionamento do sistema real e do modelo não linear com a configuração do sistema caracterizado abaixo.

- Cilindro CDT3 25/18/200;
- Válvula Bosch de  $K_v=1,43$ ;
- Duto de 2,5 m;
- Sinal de referência tipo degrau de 100 mm;
- Avanço da haste de 20 mm até 120 mm;
- Retorno da haste de 120 mm a 20 mm;
- Controlador Proporcional com  $K_p=3$ ;
- $K_X=2618,4 \text{ N/m}$ ;
- Sem pré-carga.

Figura 4.12 – Posição do cilindro assimétrico e válvula de  $K_v=1,43$



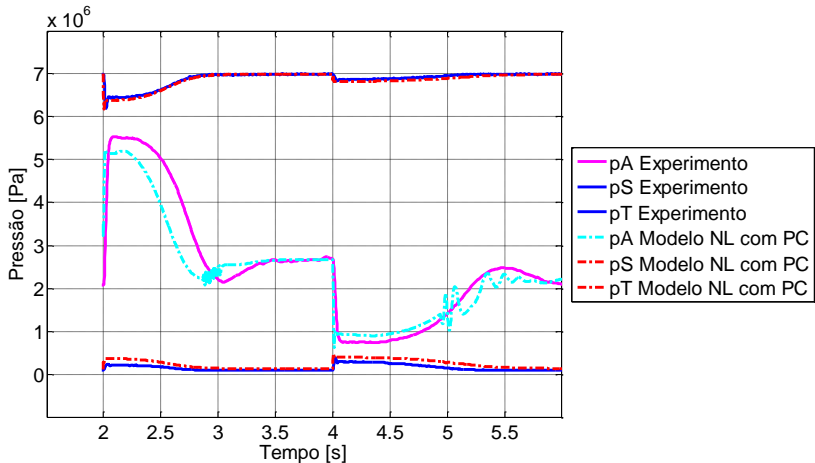
Na comparação das respostas de posicionamento do modelo com o experimento (*modelo – experimento*) presente na Figura 2.1 Figura 4.18, pode-se notar uma diferença mais representativa no avanço do cilindro, tendo uma diferença máxima de 12,7 mm no instante próximo a 2,5 segundos.

Figura 4.13 – Comparação das respostas de posição cilindro assimétrico e válvula de  $K_v=1,43$ .



A Figura 4.14 e Figura 4.15 mostram respectivamente as resposta de pressão na câmara A e B do atuador tanto do modelo quanto do experimento.

Figura 4.14 – Pressão na Câmara A com válvula de  $K_v=1,43$  e com carregamento.

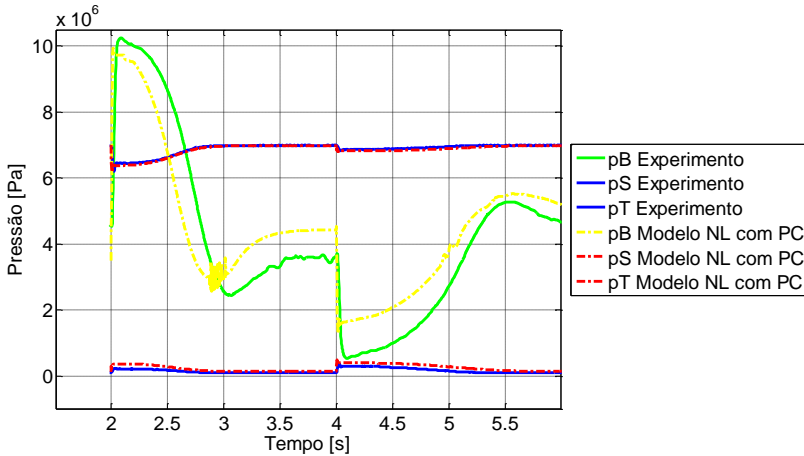


Tanto nas curvas do modelo quanto nas do experimento observam-se picos acima da pressão de suprimento na câmara B (Figura 4.15), em decorrência da tubulação de comprimento de 2,5 m e diâmetro

de 2 mm ligando a câmara B do cilindro com a linha B da válvula, caracterizando pico positivo.

Algumas oscilações e diferenças mais significativas entre modelo e experimento podem ser justificadas pelo fato do experimento ser mais amortecido em relação ao modelo não linear utilizado.

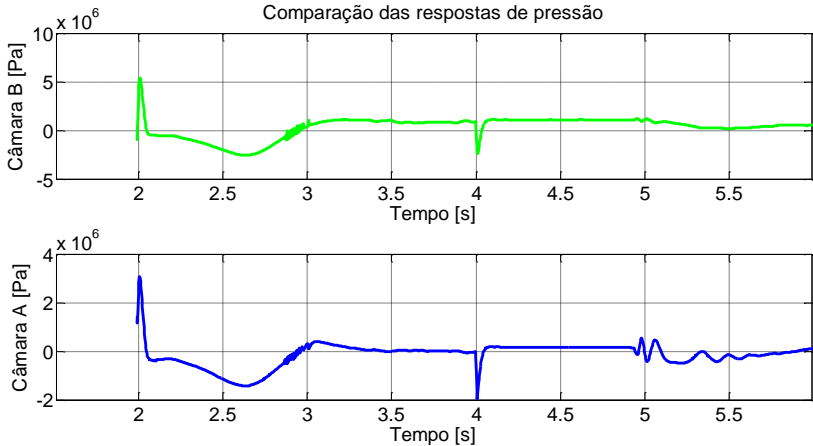
Figura 4.15 – Pressão na Câmara B com válvula de  $K_v=1,43$  e com carregamento.



Semelhante ao caso anterior sem carregamento, as pressões em ambas as câmaras do cilindro tem sua maior diferença nos instantes de mudança de borda do degrau de referencia de posição (2,0 e 4 segundos), como pode ser conferido pela Figura 4.16, onde é ilustrado a comparação das respostas das pressões do modelo em relação a resposta do experimento.

Nos instantes próximos de 2,5 segundos, é possível notar uma diferença significativa chegando a valores próximos a 15 bar na câmara A e 25 bar na câmara B. A principal justificativa desta diferença entre as pressões é o diferença nas respostas do sistema real e do modelo. Na comparação de resposta de posição no tempo (Figura 4.13) é nestes mesmos instantes próximos de 2,5 segundos que se tem a maior diferença.

Figura 4.16 – Comparação das respostas de pressão cilindro assimétrico e válvula de  $K_v=1,43$ .



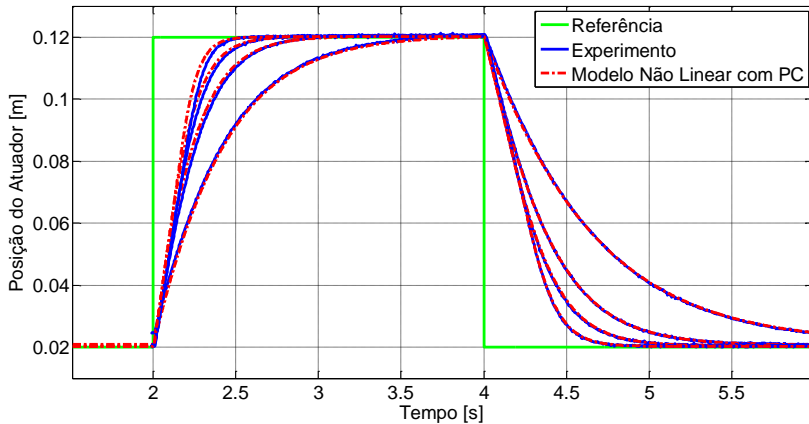
Nos instantes em que o sistema encontra-se em regime permanente a pressão na câmara B tem uma diferença maior na resposta comparado ao da outra câmara do atuador, chegando a valores de 8,0 bar. Já na câmara A o valor de diferença máximo chega a 0,3 bar.

Semelhante ao estudo anterior, esta diferença pode ser justificada pelo fato do centro da válvula trabalhar com uma pressão diferente de 35 bar como é considerado no modelo.

Com a finalidade de avaliar as respostas do experimento e do modelo com outras configurações de sistemas de posicionamento, serão apresentados estudos adicionais a seguir.

Os experimentos foram realizados com um sinal de referência de 100 mm, válvula de  $K_v=1,43$ , cilindro assimétrico e  $K_p=1, 2, 3$  e 5 (Figura 4.17). Quanto maior o ganho do controlador, mais rápido o atuador atinge a posição desejada.

Figura 4.17 – Posição do cilindro assimétrico com degrau de 100mm e diferentes  $K_p$ .



#### 4.4.4 Considerações sobre o modelo não-linear sem perda de carga

Com os resultados das seções anteriores, conclui-se que o modelo não-linear com perda de carga representa bem o comportamento do sistema hidráulico da PHP e as respostas obtidas pelo modelo são válidas para simular diferentes condições de operação do SH.

Com o objetivo de ter uma resposta mais rápida, em sistemas de posicionamento eletro-hidráulicos as conexões entre os componentes são feitas com tubos de curto comprimento, utilizando sistemas de rosca para fixação da tubulação, ao invés de engates rápidos, como usados na PHP. Desta forma, o volume total de fluido do sistema e as perdas de energia nas tubulações são reduzidos.

Para ter um modelo mais aproximado de um sistema de posicionamento eletro-hidráulico usual, foram removidos os blocos de perda de carga nas linhas de transmissão do modelo não linear com massa efetiva e com perda de carga. Este modelo será utilizado no estudo posterior onde será tratado dos pontos críticos em posicionadores eletro-hidráulicos.

Para obter o modelo não-linear sem perda de carga<sup>6</sup>, primeiramente foi retirado do MNL com PC a parte da modelagem da massa

<sup>6</sup> Visando facilitar a apresentação deste trabalho, o modelo não linear sem perda de carga será referenciado simplesmente como “modelo não-linear”.

aparentes nos dutos (Apêndices C.2 e C.3) e foi substituída por uma massa efetiva equivalente.

A Figura 4.18 e Figura 4.19 mostram os resultados obtidos na comparação dos MNL com PC, sendo um com uma massa efetiva equivalente de 39 kg, comparando-os aos resultados numa simulação com dutos de 2,5 m de comprimento a câmara B do cilindro, validando o modelo de massa efetiva com perda de carga. As características do sistema analisado são:

- Cilindro CGT3 25/18/200;
- Válvula Bosch de  $K_p=1,43$ ;
- Duto de 2,5 m (correspondendo a massa aparente de 39 kg);
- Sinal de referência tipo degrau de 50 mm;
- Avanço da haste de 20 mm até 70 mm;
- Retorno da haste de 70 mm a 20 mm;
- Controlador Proporcional com  $K_p=5$ ;
- Sem carregamento.

Figura 4.18 – Posição do Atuador com massa aparente x massa efetiva.

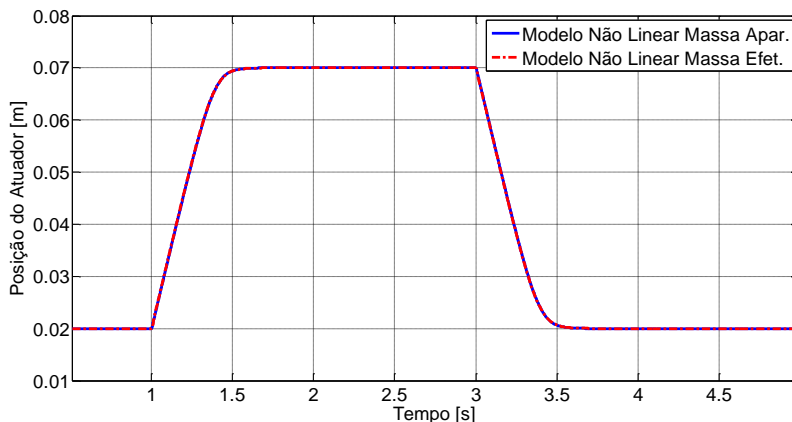
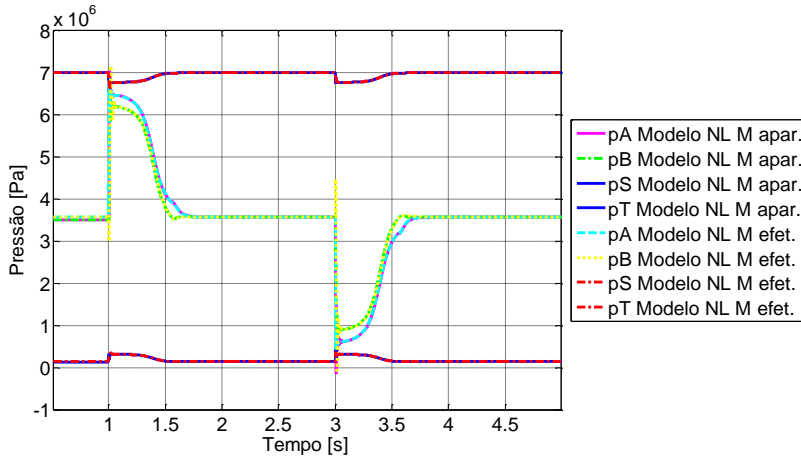


Figura 4.19 – Pressões do sistema com massa aparente x massa efetiva.



A Figura 4.20 e Figura 4.21 ilustram as diferenças que existem entre um sistema convencional e o sistema existente na bancada de testes, considerando:

- Cilindro CGT3 25/18/200;
- Válvula Bosch de  $K_v=1,43$ ;
- Massa de 39 kg;
- Sinal de referência tipo degrau de 50 mm;
- Avanço da haste de 20 mm até 70 mm;
- Retorno da haste de 70 mm a 20 mm;
- Controlador Proporcional com  $K_p=5$ ;
- Sem Carregamento.



Figura 4.20 – Posição do Atuador modelo não linear com perda de carga x modelo não linear geral.

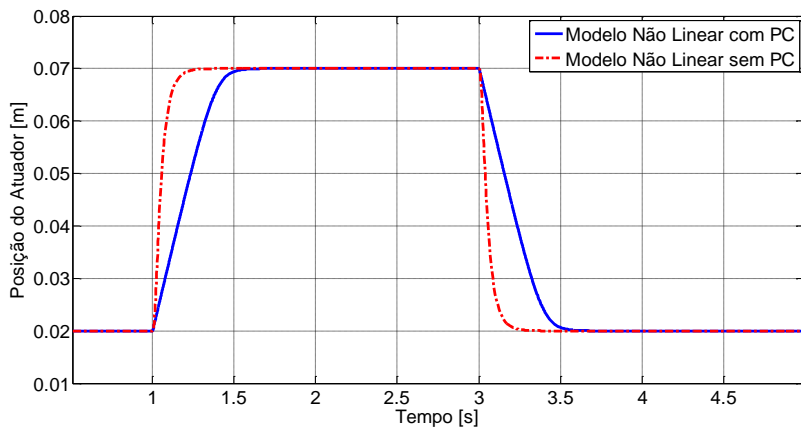
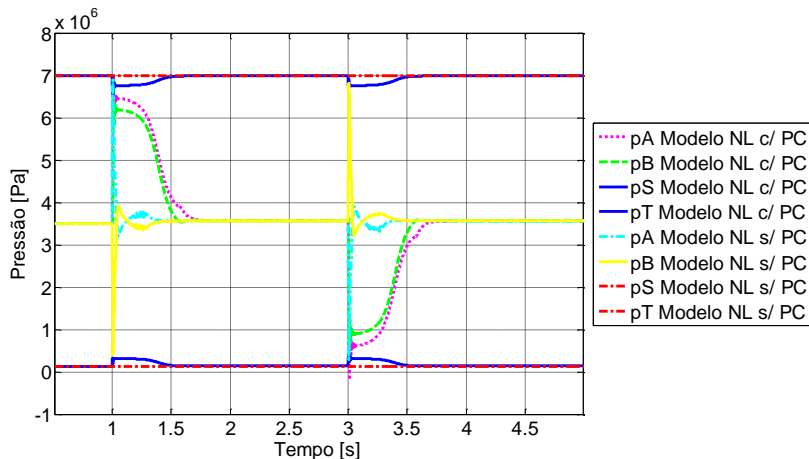


Figura 4.21 – Pressões do modelo não linear com perda de carga x modelo não linear sem perda de carga



#### 4.5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

As perdas de carga nas linhas de transmissão são muitas vezes desconsideradas em modelos de SH, porém concluiu-se que a modelagem das linhas influencia significativamente nas pressões do sistema e na resposta de um posicionador hidráulico.

Devido ao fato da PHP utilizar engates rápidos em suas linhas de transmissão, foi desenvolvido um modelo não-linear com perda de carga para possibilitar a validação do modelo com experimentos reais.

Simulações com diferentes configurações de SHCP foram realizadas e os resultados obtidos comparados com diversos ensaios realizados na bancada de trabalho mostraram similaridade nas respostas. Devido à similaridade observada, conclui-se que o MNL com PC e o MNL sem PC estão validados e aptos a serem utilizados em análises de sistemas hidráulicos de controle de posição.

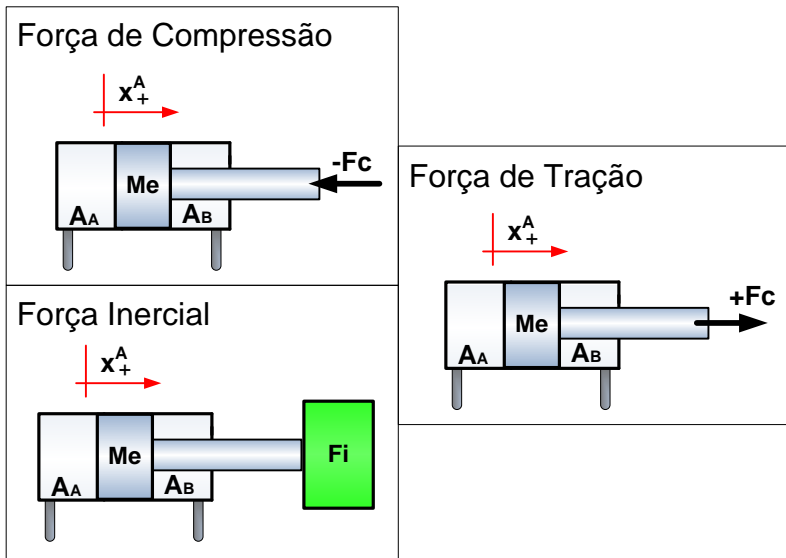
No capítulo seguinte, por meio de simulações, é feito o mapeamento das condições críticas em SHCP, levando em conta o movimento do cilindro e aceleração do sistema para diferentes tipos de carregamento.

## 5 CONDIÇÕES CRÍTICAS DAS PRESSÕES NAS CÂMARAS DO CILINDRO

Através de simulações realizadas no Simulink, com um modelo não-linear de um Sistema Hidráulico em Controle de Posição e controlador P, foi possível detectar condições críticas na utilização de uma válvula proporcional direcional de 4 vias com um cilindro hidráulico, ou seja, quando há ocorrência de pressões nas câmaras do cilindro abaixo de zero ou acima da pressão de suprimento.

Essas condições foram determinadas para se verificar o comportamento das relações das pressões para diferentes arranjos de válvula e cilindro e diferentes valores de massa ( $M$ ) e/ou força externa ( $F_c$ ). O estudo leva em consideração também a influência da aceleração e do sentido do movimento do cilindro no controle de posição. A Figura 5.1 ilustra os tipos de carregamento em função do movimento do atuador.

Figura 5.1 – Tipos de carregamento em função do movimento de avanço do cilindro.



Para melhor entender as relações do comportamento das pressões nas câmaras do cilindro o sistema foi analisado considerando duas con-

figurações<sup>7</sup> distintas de válvula para cada tipo de cilindro, variando as características da válvula e mantendo os valores de ganho proporcional, sinal de referência e pressões de suprimento e retorno, para mapear os possíveis pontos críticos em função do tipo da força atuante, deslocamento e aceleração. O seguinte cenário foi considerado:

- Sinal de referência tipo degrau de 50 mm;
- Avanço da haste de 20 mm até 70 mm;
- Retorno da haste de 70 mm a 20 mm;
- Pressão de suprimento de 70 bar;
- Pressão no reservatório de 1 bar;
- Ganho Proporcional de 4;

## 5.1 CILINDRO CGT3 25/18/200

Para os casos utilizando o cilindro simétrico utilizou-se das características da Válvula Bosch Rexroth de  $K_v=1,43$ , modificando os valores do coeficiente de vazão em B, gerando duas configurações distintas:

- A) Configuração real - Cilindro CGT3 25/18/200 com  $K_v^B=K_v^A$  ( $CS + VS$ );
- B) Configuração hipotética - Cilindro CGT3 25/18/200 com  $K_v^B=K_v^A/2$  ( $CS + VA$ );

### 5.1.1 Força Externa Negativa (Compressão)

Utilizando uma carga de compressão, ou seja, contrária ao movimento de avanço do cilindro, o estudo baseou-se na seguinte configuração:

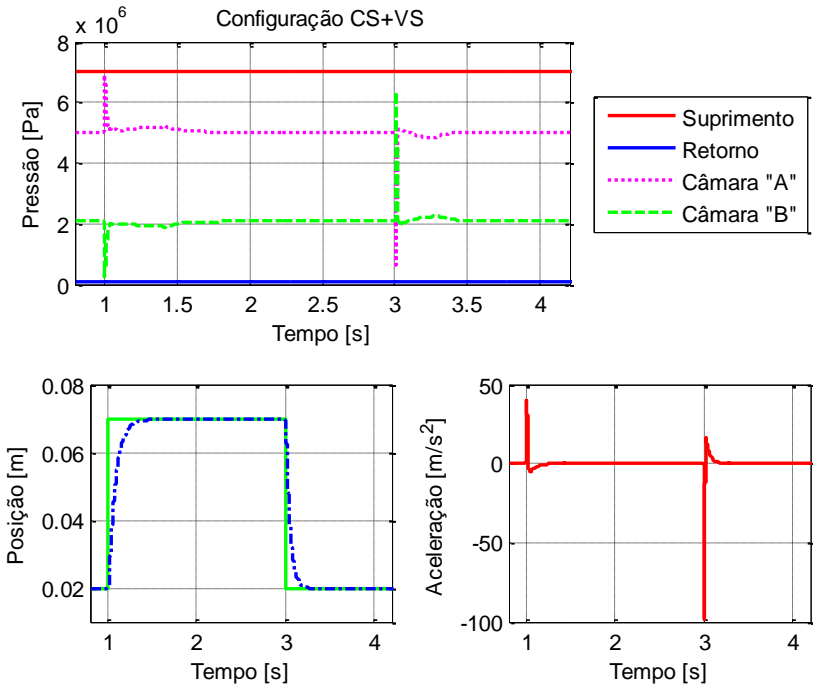
- Massa Total de 20 kg;
- Força Externa de -700 N.

Utilizando a configuração  $CS + VS$ , o sistema não apresenta nenhuma condição crítica com relação às pressões, conforme mostra Figura 5.2.

---

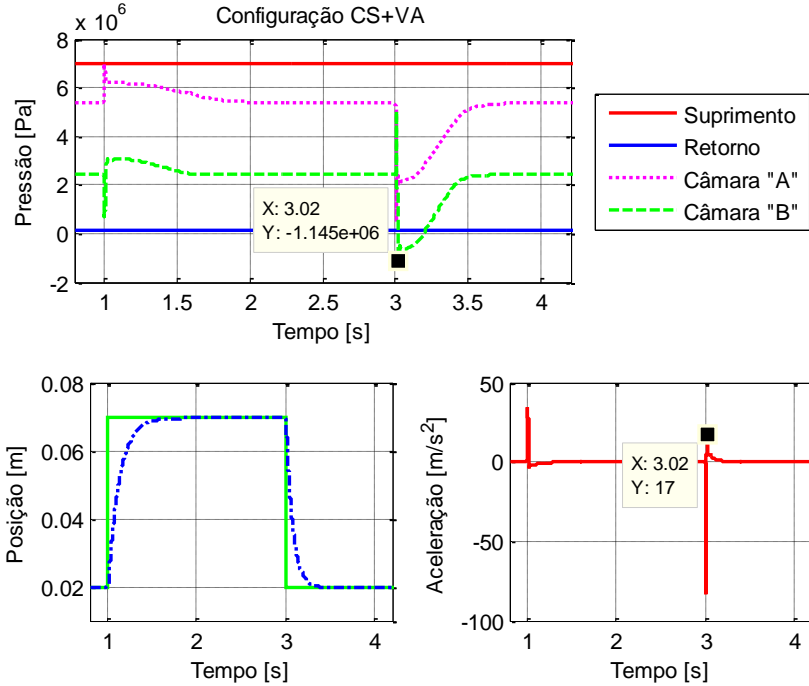
<sup>7</sup> Mais informações sobre configurações de sistemas de posicionamento eletro-hidráulico encontram-se no item 2 POSICIONADORES ELETRO-HIDRÁULICOS deste trabalho

Figura 5.2 – Configuração CS+VS com carga negativa.



Já na configuração *CS + VA*, é possível notar na Figura 5.3 que no movimento de retorno do cilindro com aceleração máxima positiva ocorre pico de pressão negativa (pressão abaixo da pressão atmosférica) na câmara B. Observa-se que o modelo não descreve eventual vaporização do fluido devido a pressões negativas e, conseqüentemente, o comportamento em pressões negativas pode não ser realista.

Figura 5.3 – Configuração CS+VA com carga negativa.



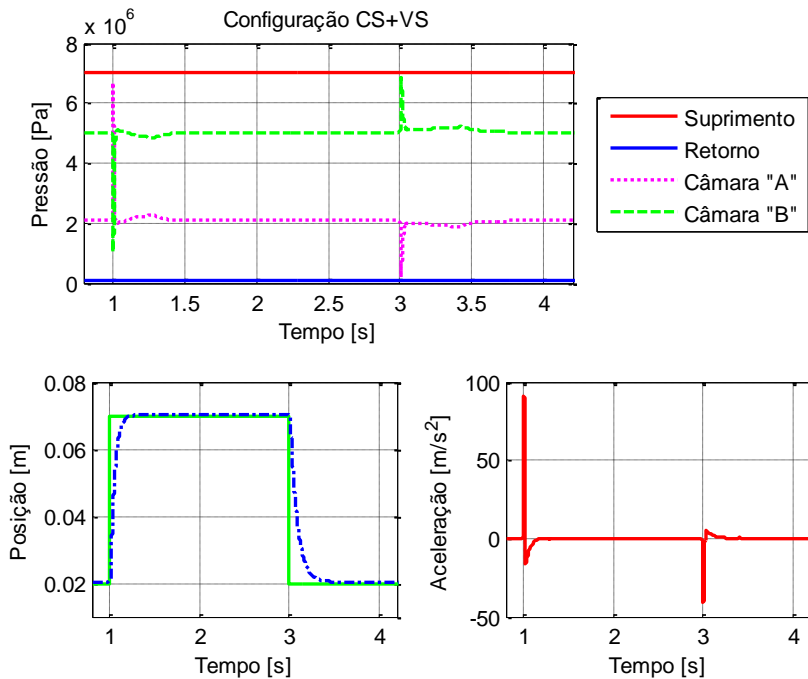
### 5.1.2 Força Externa Positiva (Tração)

Considerando uma carga de tração, ou seja, a favor no movimento de avanço do cilindro, o estudo foi feito baseado em:

- Massa Total de 20 kg;
- Força Externa de +700 N.

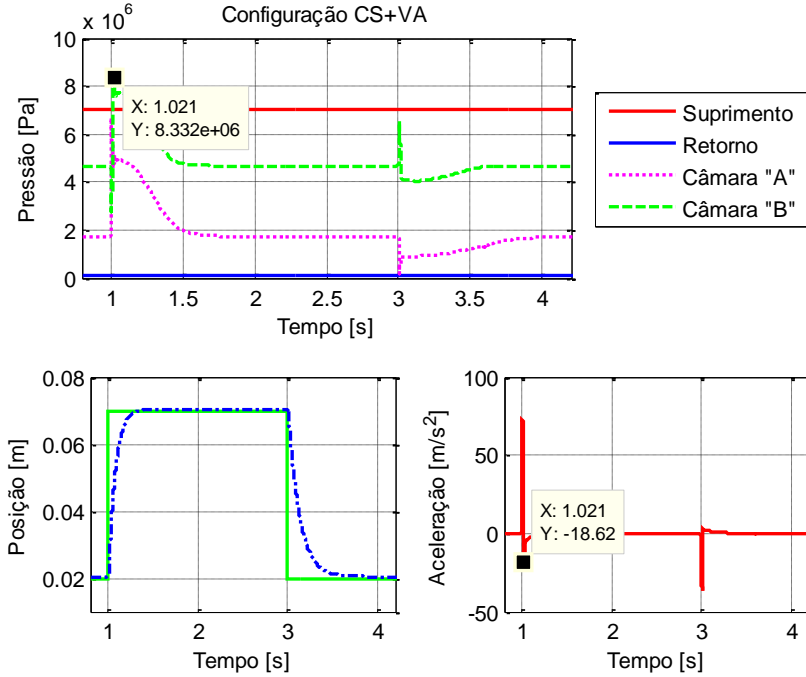
Fazendo o uso da configuração CS + VS, o sistema não apresenta nenhum problema crítico com relação às pressões, conforme mostra Figura 5.4.

Figura 5.4 – Configuração CS+VS com carga positiva.



Tendo em vista a Figura 5.5 onde se mostra a simulação da configuração *CS + VA*, nota-se no movimento de avanço do cilindro com aceleração máxima negativa ocorre um aumento na pressão na câmara B que ultrapassa a pressão de suprimento.

Figura 5.5 – Configuração CS+VA com carga positiva.



### 5.1.3 Força Inercial

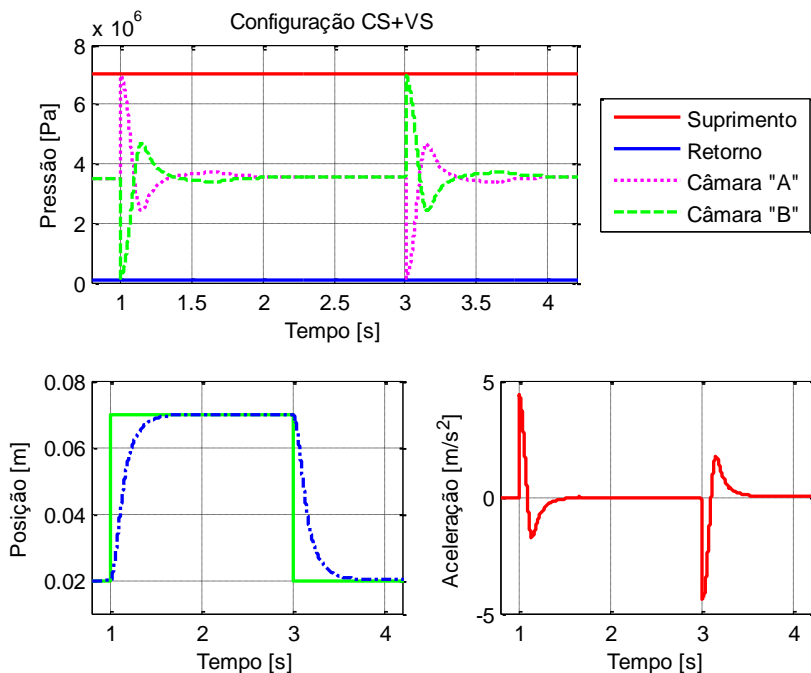
Neste caso específico de carregamento, onde não há a influência de uma força externa, o estudo baseou-se na configuração descrita abaixo:

- Massa Total de 350 kg;
- Força Externa nula.

Novamente na configuração CS + VS não ocorre problemas críticos com as pressões nas câmaras do cilindro, conforme mostrado na Figura 5.6.



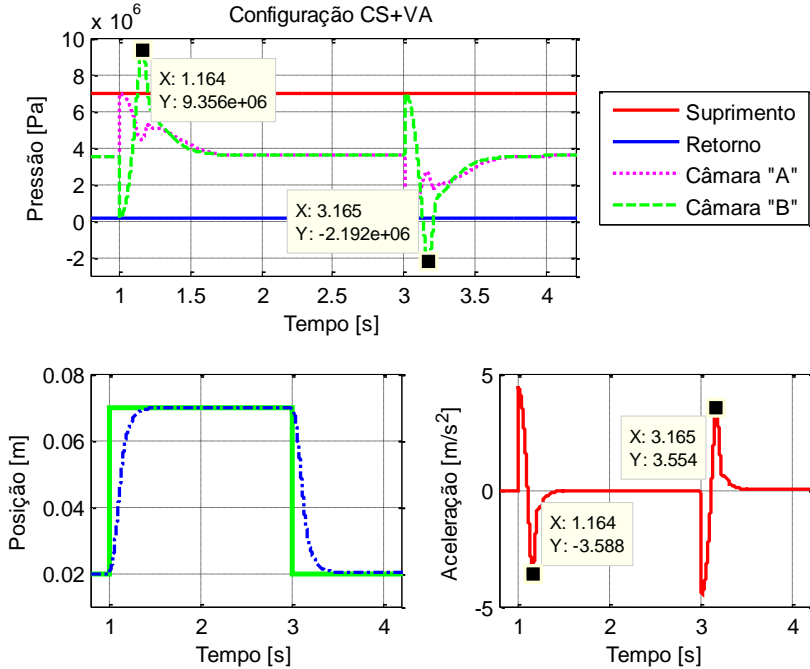
Figura 5.6 – Configuração CS+VS com carga inercial.



Entretanto na configuração utilizando a válvula assimétrica, nota-se no gráfico de pressões presente na Figura 5.7 os fenômenos de pico positivo no avanço do atuador com aceleração máxima positiva e pico negativo no retorno com aceleração máxima positiva.

No avanço, a pressão na câmara B tende a ser superior a pressão de suprimento, condição equivalente aos da força de tração com aceleração máxima negativa. Já para o retorno do cilindro, o comportamento das pressões se equivale às condições críticas da força de compressão, sendo o fenômeno de pico de pressão negativo em B no momento de aceleração máxima positiva.

Figura 5.7 – Configuração CS+VA com carga inercial.



## 5.2 CILINDRO CDT3 25/18/200

Nos casos simulados usando o atuador diferencial, fez-se o uso das características da Válvula Bosch de  $K_v=2,52$ , modificando os valores do coeficiente de vazão em B, montando duas configurações distintas:

- Configuração real - Cilindro CDT3 25/18/200 com  $K_v^B = K_v^A / 2$  (CA + VA);
- Configuração hipotética - Cilindro CDT3 25/18/200 com  $K_v^B = K_v^A$  (CA + VS);

### 5.2.1 Força Externa Negativa (Compressão)

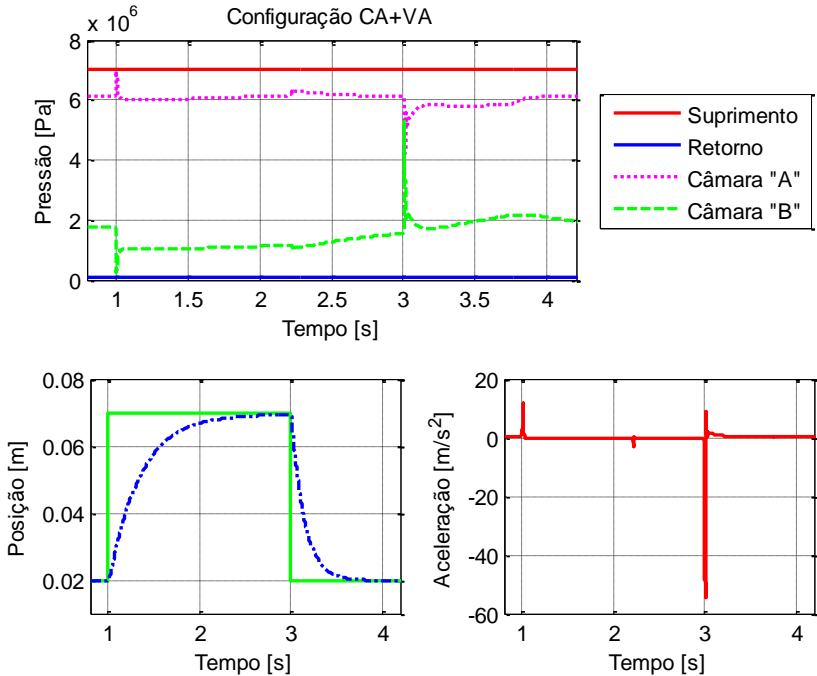
Com uma força externa contrária ao movimento de avanço do cilindro, o estudo foi feito a partir dos parâmetros descritos abaixo.

- Massa Total de 50 kg;

- Força Externa de  $-2600\text{ N}$ .

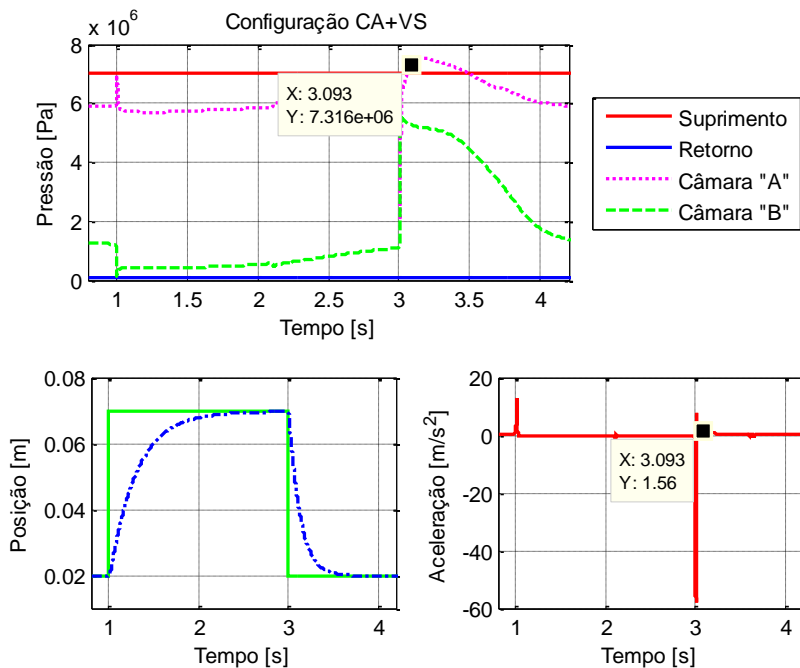
Utilizando a configuração  $CA + VA$ , o sistema não apresenta nenhuma condição crítica com relação às pressões, conforme mostra Figura 5.8.

Figura 5.8 – Configuração  $CA+VA$  com carga negativa.



Já na configuração  $CS + VA$  (Figura 5.9), é possível notar que no movimento de retorno do cilindro com aceleração máxima positiva ocorre pico positivo na câmara A do atuador.

Figura 5.9 – Configuração CA+VS com carga negativa.



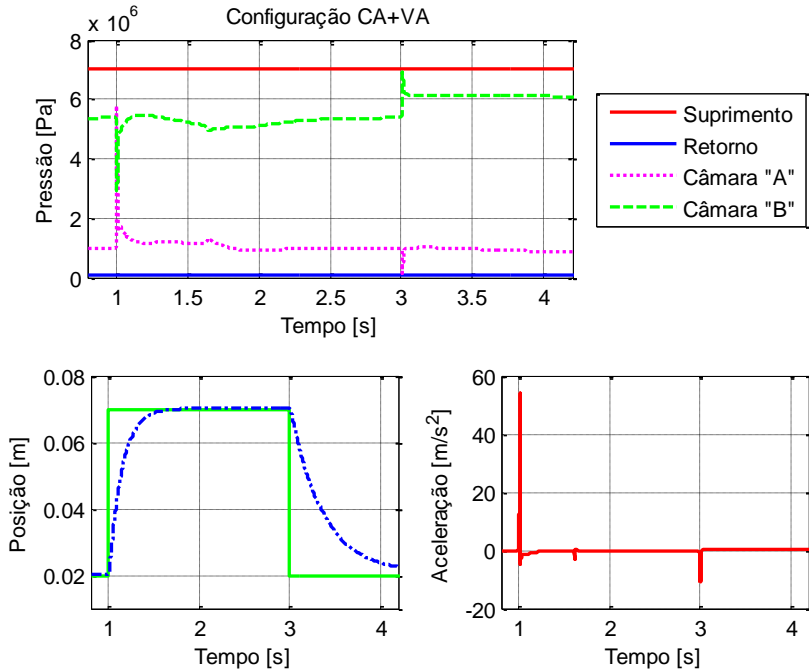
### 5.2.2 Força Externa Positiva (Tração)

Considerando uma carga a favor no movimento de avanço do cilindro, o estudo foi feito baseado nos parâmetros abaixo.

- Massa Total de 50 kg;
- Força Externa de +800 N.

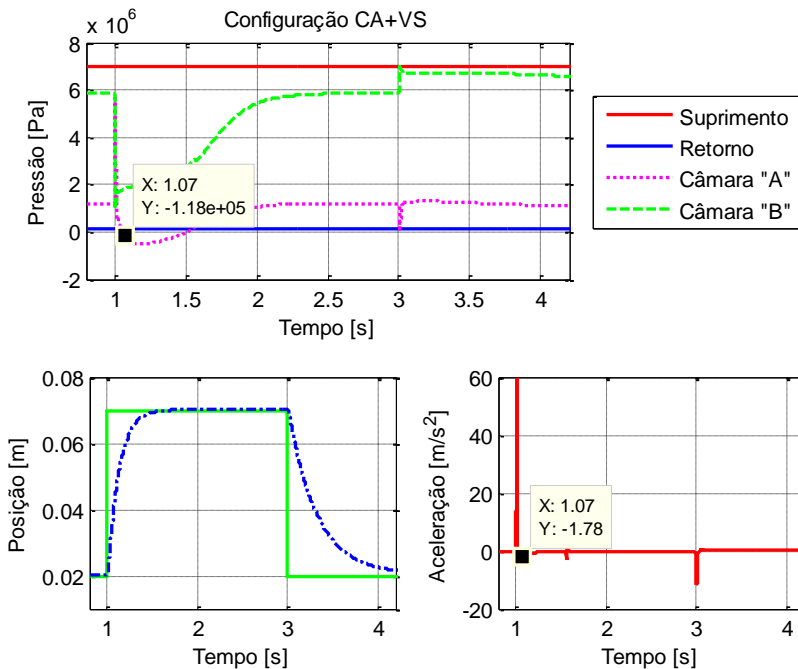
Fazendo o uso da configuração CA + VA, o sistema não apresenta nenhum problema crítico com relação às pressões, conforme mostra Figura 5.10.

Figura 5.10 – Configuração CA+VA com carga positiva.



Pela Figura 5.11, onde mostra a simulação da configuração *CS + VA*, é possível ver que no movimento de avanço do cilindro com aceleração máxima negativa ocorre um pico negativo de pressão na câmara A, caracterizando o fenômeno de pico de pressão negativo.

Figura 5.11 – Configuração CA+VS com carga positiva.



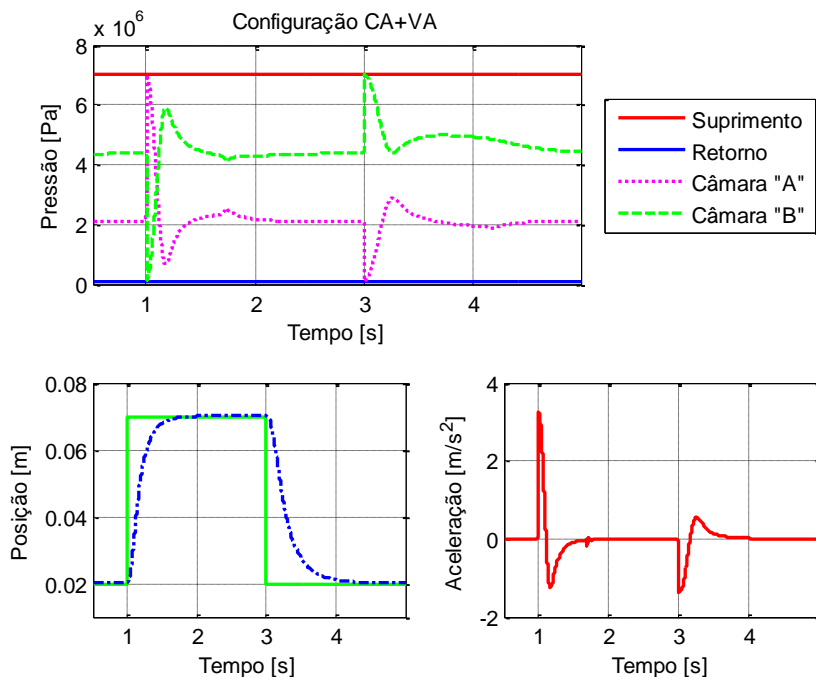
### 5.2.3 Força Inercial

Neste caso onde não há a influência de uma força externa, o estudo baseou-se nos parâmetros descritos abaixo.

- Massa Total de 1000 kg;
- Força Externa nula.

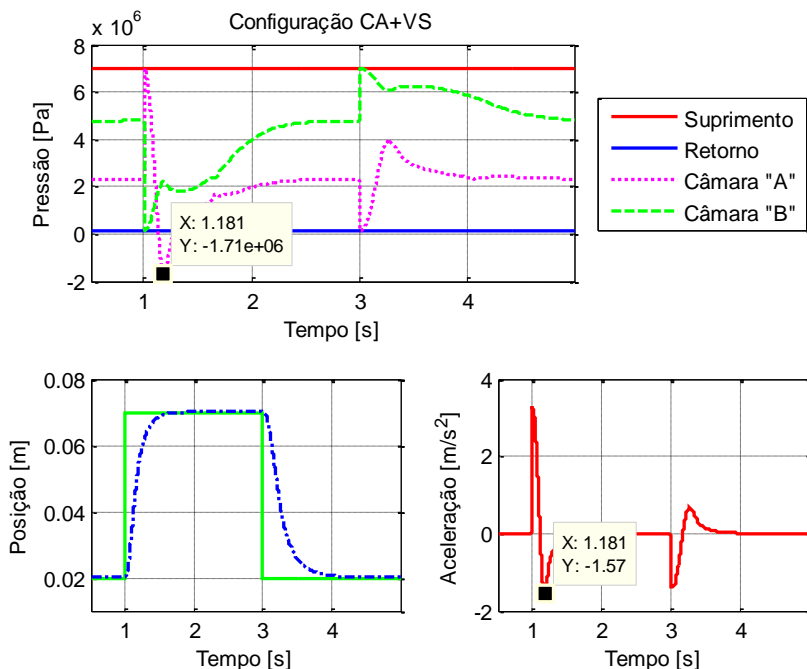
Novamente a configuração CA + VA não há problemas críticos nas pressões nas câmaras do cilindro, conforme Figura 5.12.

Figura 5.12 – Configuração CA+VA com carga inercial.



Na configuração CA+VS da Figura 5.13, no avanço a pressão na câmara A é abaixo da pressão de retorno, caracterizando um pico de pressão negativo. Já no recuo do cilindro, o comportamento das pressões se mantém entre as pressões de suprimento e retorno.

Figura 5.13 – Configuração CA+VS com carga inercial.



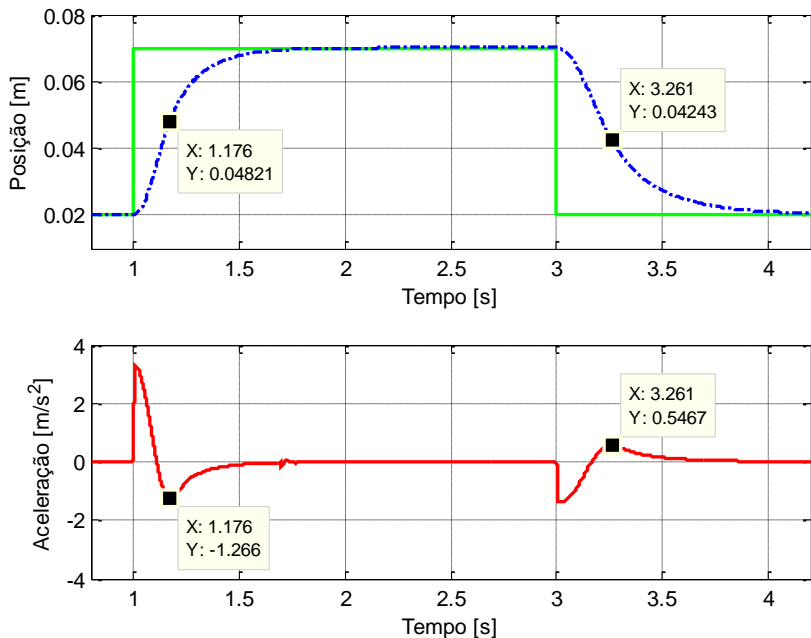
### 5.3 MAPEAMENTO DAS CONDIÇÕES CRÍTICAS

No mapeamento das condições críticas verificou-se que os momentos de desaceleração são os mais críticos para as pressões nas câmaras dos atuadores, ou seja, no avanço com aceleração máxima negativa e retorno com aceleração máxima positiva, conforme Figura 5.14.

Com o intuito de mapear as condições críticas das pressões nas câmaras do cilindro em função da característica da força, configuração de sistema, movimento do cilindro, o Quadro 5.1 faz uma síntese dos resultados obtidos nas simulações apresentadas.



Figura 5.14 – Mapeamento dos momentos críticos.



Quadro 5.1 – Mapeamento das condições críticas.

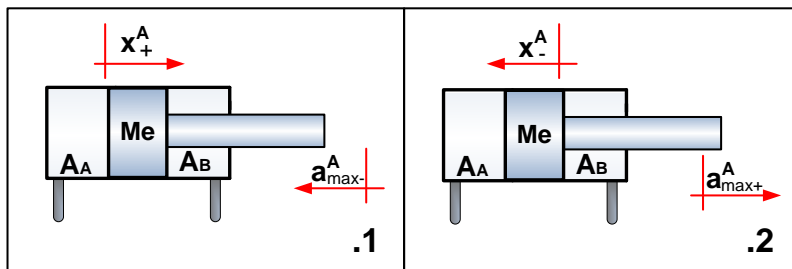
Configuração de Sistema e Carregamento		Momento de ocorrência crítica	
Sistema	Carregamento	$\Delta x^A \geq 0$ e $a_{MAX}^A < 0$	$\Delta x^A < 0$ e $a_{MAX}^A > 0$
CS+VA	Compressão	-	Pico negativo em B
	Tração	Pico positivo em B	-
	Inercial	Pico positivo em B	Pico negativo em B
CA+VS	Compressão	-	Pico positivo em A
	Tração	Pico negativo em A	-
	Inercial	Pico negativo em A	-

## 5.4 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Como conclusão geral do mapeamento das condições críticas pode-se verificar que os momentos de desaceleração são os mais críticos

para as pressões nas câmaras dos atuadores, conforme ilustração da Figura 5.15. Além disso, é possível concluir que os casos mais estáveis, tendo em vista às pressões nas câmaras do cilindro, são as configurações que trabalham com razões equivalentes de área de cilindro e coeficiente de vazão de válvula (CS+VS e CA+VA).

Figura 5.15 – Caracterização dos momentos críticos em função do movimento do cilindro e desaceleração máxima.



.1 Avanço com aceleração máxima negativa

.2 Retorno com aceleração máxima positiva

Quando se trabalha com uma razão de  $K_V$ 's da válvula maior que a razão de áreas do cilindro, conclui-se a partir do Quadro 5.1 a existência de uma tendência de condições críticas na câmara B do atuador. Em contra partida, quando se trabalha com uma razão de  $K_V$ 's da válvula menor que a razão de áreas do cilindro, a tendência é a pressão na câmara A ter comportamentos críticos.

No mapeamento não existiu uma condição onde ambas as pressões nas câmaras do cilindro tenham valores críticos no posicionamento da carga. Dependendo da configuração e dos parâmetros do sistema ou ocorreu condições críticas na câmara A, ou ocorreu na câmara B.

Contudo não se pode descartar a existência de casos onde ambas as pressões do cilindro trabalhem em condições críticas. Geralmente os sistemas de posicionamento eletro-hidráulico trabalham com mais de tipo de carregamento (Inercial e compressão, Inercial e tração), por isso o ideal é considerar as quatro condições críticas mapeadas em função do movimento do atuador.

Sendo assim, abre-se o estudo utilizando as equações em regime permanente da relação entre as razões de  $K_V$ 's da válvula e áreas do cilindro, com a finalidade de escolha de melhor configuração dependendo dos parâmetros do sistema de atuação.

## 6 PROJETO DE SISTEMAS HIDRÁULICOS DE CONTROLE DE POSIÇÃO

### 6.1 INTRODUÇÃO

Com a finalidade de auxiliar na etapa de seleção de alternativas de concepção de posicionadores eletro-hidráulicos, este capítulo propõe um modelo estático, trabalhando os momentos críticos onde podem ocorrer condições críticas nas pressões nas câmaras do cilindro, com o intuito de evitá-las e fornecer uma ou mais possibilidades de configuração, dependendo principalmente do carregamento do sistema.

Nesta etapa então são elaborados critérios que permitam avaliar a adequabilidade de uma concepção, a partir de modelos matemáticos da combinação válvula-cilindro, utilizando com dados de entrada requisitos de projeto para o posicionamento eletro-hidráulico.

Nesse caso, foram estabelecidas funções que correlacionam características dos orifícios de controle da válvula (razão entre  $Kv_A$  e  $Kv_B$ ) e características das áreas do cilindro (razão entre  $A_A$  e  $A_B$ ) com os carregamentos e a resposta estática e dinâmica desejadas, na seguinte forma:

$$\frac{r_V}{r_A} = \frac{Kv_A/Kv_B}{A_A/A_B} = f(F_I, F_C, F_{at}, p_S, p_T) \quad (6.1)$$

onde:

$r_V$  → Razão de coeficientes de vazão da válvula;

$r_A$  → Razão de áreas do cilindro;

$F_I$  → Força Inercial;

$F_C$  → Força Externa (Carga);

A construção deste modelo analítico de avaliação de concepções é decorrente da análise das respostas estáticas e dinâmicas de sistemas de posicionamento eletro-hidráulicos existentes no LASHIP, comparada com a resposta através de simulações dinâmicas.

A situação que é trabalhada no contexto de projeto hidráulico é quando o cilindro encontra-se pré-definido em função do projeto mecânico do equipamento, com as áreas da camisa e da haste já estabelecidas, antes do projeto do sistema de controle de posição.

O modelo trabalha com condições críticas definidas a partir do mapeamento do item 5.3, em função do movimento do atuador e acele-

rações máxima positiva e máxima negativa do sistema, e seus parâmetros de entrada são oriundos dos requisitos de projeto da etapa informacional.

Neste caso, uma possível ocorrência de pressão abaixo da pressão de retorno ou acima da pressão de suprimento nas câmaras poderá ser contornada através da escolha correta da razão de coeficientes de uma válvula.

## 6.2 MODELAGEM MATEMÁTICA

Composto pelos modelos comportamentais de válvulas servo-proporcionais e cilindros hidráulicos, o modelo estático aqui proposto tem a finalidade de fornecer a razão ideal ou uma faixa ideal dos coeficientes de vazão da válvula, em função dos parâmetros do sistema, que façam com que o sistema de posicionamento eletro-hidráulico funcione sem problemas críticos de pressão, ou seja, sem a ocorrência de picos de pressão ou cavitações no posicionamento.

### 6.2.1 Modelo estático – relações entre $r_A$ e $r_V$

Com a finalidade de estabelecer a relação entre os coeficientes de vazão na válvula e as áreas do cilindro, primeiro combinaram-se as equações da vazão na válvula (Equações (3.5), (3.6), (3.7) e (3.8)) com as equações da continuidade do cilindro (Equações (3.2) e (3.3)), considerando a vazão em cada linha da válvula igual a vazão do cilindro, em sua respectiva câmara, ou seja:

$$qv_A^V = qv_A^A \quad (6.2)$$

$$qv_B^V = qv_B^A \quad (6.3)$$

Além disso, o modelo desconsidera a compressibilidade do fluido, sendo a vazão do cilindro é considera como sendo o produto da área pelo deslocamento. Isolando  $dx/dt$ , chega-se:

Para  $U_C \geq 0$ :

$$\frac{dx}{dt} = \frac{\left(Kv_A \cdot \frac{U_C}{U_n} + Kv_{inA}\right) \cdot \sqrt{p_S - p_A^V} - Kv_{inA} \cdot \sqrt{p_A^V - p_T}}{A_A} \quad (6.4)$$

$$\frac{dx}{dt} = \frac{\left(Kv_B \cdot \frac{U_C}{U_n} + Kv_{inB}\right) \cdot \sqrt{p_B^V - p_T} - Kv_{inB} \cdot \sqrt{p_S - p_B^V}}{A_B} \quad (6.5)$$

Para  $U_C < 0$ :

$$\frac{dx}{dt} = \frac{Kv_{inA} \cdot \sqrt{p_S - p_A^V} - \left(Kv_A \cdot \frac{|U_C|}{U_n} + Kv_{inA}\right) \cdot \sqrt{p_A^V - p_T}}{A_A} \quad (6.6)$$

$$\frac{dx}{dt} = \frac{Kv_{inB} \cdot \sqrt{p_B^V - p_T} - \left(Kv_B \cdot \frac{|U_C|}{U_n} + Kv_{inB}\right) \cdot \sqrt{p_S - p_B^V}}{A_B} \quad (6.7)$$

Combinado as equações (6.4) com (6.5) para o avanço e (6.6) com (6.7) para o retorno, e incluindo a razão de áreas  $r_A$ , sendo  $r_A = A_A/A_B$ , chegam-se as equações abaixo:

Para  $U_C \geq 0$ :

$$r_A = \frac{\left(Kv_A \cdot \frac{U_C}{U_n} + Kv_{inA}\right) \cdot \sqrt{p_S - p_A^V} - Kv_{inA} \cdot \sqrt{p_A^V - p_T}}{\left(Kv_B \cdot \frac{U_C}{U_n} + Kv_{inB}\right) \cdot \sqrt{p_B^V - p_T} - Kv_{inB} \cdot \sqrt{p_S - p_B^V}} \quad (6.8)$$

Para  $U_C < 0$ :

$$r_A = \frac{Kv_{inA} \cdot \sqrt{p_S - p_A^V} - \left(Kv_A \cdot \frac{|U_C|}{U_n} + Kv_{inA}\right) \cdot \sqrt{p_A^V - p_T}}{Kv_{inB} \cdot \sqrt{p_B^V - p_T} - \left(Kv_B \cdot \frac{|U_C|}{U_n} + Kv_{inB}\right) \cdot \sqrt{p_S - p_B^V}} \quad (6.9)$$

Devido aos momentos críticos ocorrerem nas condições de máximas desacelerações, e nesses casos terem a parcela de  $Kv_A$  e  $Kv_B$  muito maior que  $Kv_{inA}$  e  $Kv_{inB}$ , desconsidera-se o vazamento interno.

Com o intuito de referenciar o sentido de movimento do cilindro em função da tensão aplicada à válvula ( $U_C$ ), considera-se que quando a tensão for maior do que zero, o cilindro está avançando. Caso seja uma tensão negativa, considera-se o movimento de retorno do mesmo.

Considerando a razão de coeficientes vazão como  $r_V = K_{V_A}/K_{V_B}$ , chegam-se as relações entre  $r_A$  e  $r_V$  em função do movimento do cilindro.

Para  $U_C \geq 0$ :

$$r_A = \sqrt{\frac{p_S - p_A^V}{p_B^V - p_T}} \cdot r_V \quad (6.10)$$

Para  $U_C < 0$ :

$$r_A = \sqrt{\frac{p_A^V - p_T}{p_S - p_B^V}} \cdot r_V \quad (6.11)$$

Tendo em vista as conclusões obtidas no capítulo anterior (Quadro 5.1), fez-se a especificação do comportamento das pressões nos momentos críticos, a partir da equação do movimento (Equação (3.1)), em função do movimento do atuador e aceleração máxima, assumindo zero as pressões que tendem a pico negativo, e o valor da pressão de suprimento quando as pressões tendem a pico positivo.

*Movimento de avanço do cilindro e aceleração máxima negativa (desaceleração)*

*Pico negativo na Câmara A (assume-se que  $p_A^A = 0$ )*

$$p_B^A = \frac{-M\ddot{x}^A - F_{at} + (\text{sign}Fc)|Fc|}{A_B} \quad (6.12)$$

*Pico positivo na Câmara B (assume-se que  $p_B^A = p_S$ )*

$$p_A^A = \frac{M\ddot{x}^A + F_{at} - (\text{sign}Fc)|Fc| + A_B \cdot p_S}{A_A} \quad (6.13)$$

*Movimento de retorno do cilindro e aceleração máxima positiva (desaceleração)*

*Pico negativo na Câmara B (assume-se que  $p_B^A = 0$ )*

$$p_A^A = \frac{M\ddot{x}^A + F_{at} - (\text{sign}F_C)|F_C|}{A_A} \quad (6.14)$$

*Pico positivo na Câmara A (assume-se que  $p_A^A = p_S$ )*

$$p_B^A = \frac{-M\ddot{x}^A - F_{at} + (\text{sign}F_C)|F_C| + A_A \cdot p_S}{A_B} \quad (6.15)$$

onde:

$(\text{sign}F_C)|F_C| \rightarrow$  módulo e sinal do sentido da força externa [N].

Substituindo as pressões nas equações resultantes da vazão na válvula e da continuidade (Equações (6.10) e (6.11)) é possível determinar as relações de  $r_V$  em função de  $r_A$  e dos parâmetros da equação do movimento, em função do movimento do cilindro e aceleração máxima, ou seja:

*Movimento de avanço do cilindro e aceleração máxima negativa (Figura 5.15.1)*

*Pico negativo na Câmara A*

$$r_V = \sqrt{\frac{-M\ddot{x}^A - F_{at} + \text{sign}F_C|F_C| - A_B p_T}{A_B p_S}} \cdot r_A \quad (6.16)$$

*Pico positivo na Câmara B*

$$r_V = \sqrt{\frac{A_A(p_S - p_T)}{-M\ddot{x}^A - F_{at} + \text{sign}F_C|F_C| + (A_A - A_B)p_S}} \cdot r_A \quad (6.17)$$

*Movimento de retorno do cilindro e aceleração máxima positiva (Figura 5.15.2)*

*Pico negativo na Câmara B*

$$r_V = \sqrt{\frac{A_A p_S}{M\ddot{x}^A + F_{at} - \text{sign}F_C|F_C| - A_A p_T}} \cdot r_A \quad (6.18)$$

*Pico positivo na Câmara A*

$$r_V = \sqrt{\frac{M\ddot{x}^A + F_{at} - \text{sign}F_C|F_C| - (A_A - A_B)p_S}{A_B(p_S - p_T)}} \cdot r_A \quad (6.19)$$

### 6.2.2 Discussões finais - escolha ideal de $r_V$

A partir das Equações (6.10) e (6.11), onde tratam das relações entre  $r_A$  e  $r_V$  para ambos os sentidos de movimento, em função das pressões do sistema, é possível demonstrar como é feita a escolha da faixa ideal de  $r_V$ .

No movimento de avanço do atuador na condição de máxima aceleração negativa, podem ocorrer dois fenômenos distintos nas pressões nas câmaras: pico negativo em A e pico positivo em B, conforme Equações (6.20) e (6.21) respectivamente.

Para  $x^A \geq 0$ :

*Pico negativo na Câmara A*

$$\downarrow r_V = \sqrt{\frac{p_B^A - p_T}{(p_S - 0)}} \uparrow \cdot r_A \quad (6.20)$$

*Pico positivo na Câmara B*

$$\uparrow r_V = \sqrt{\frac{(p_S - p_T) \uparrow}{p_S - p_A^A}} \cdot r_A \quad (6.21)$$

Já no movimento de retorno e na condição de máxima aceleração positiva, os fenômenos possíveis de ocorrerem são: pico negativo em B e pico positivo em A, respectivamente conforme Equações (6.22) e (6.23).

Para  $x^A < 0$ :

*Pico negativo na Câmara B*



$$\uparrow r_V = \sqrt{\frac{(p_S - 0) \uparrow}{p_A^A - p_T}} \cdot r_A \quad (6.22)$$

*Pico positivo na Câmara A*

$$\downarrow r_V = \sqrt{\frac{p_S - p_B^A}{(p_S - p_T) \uparrow}} \cdot r_A \quad (6.23)$$

Tendo em vista as condições críticas em relação à câmara A, tanto na ocorrência de Pico negativo quanto Pico positivo, o divisor torna-se um valor maior em relação às condições normais<sup>8</sup> de pressão, fazendo com que o valor de  $r_V$  seja menor. Portanto, o valor ideal de  $r_V$  deve ser acima do calculado pelas Equações (6.16) e (6.19) para evitar estas condições críticas nas pressões.

Já nas condições críticas em relação à câmara B, em ambas as condições críticas, o dividendo torna-se um valor maior em relação às condições normais, fazendo com que o valor de  $r_V$  seja maior. Portanto, o valor ideal para evitar estas condições críticas nas pressões deve ser abaixo do calculado pelas Equações (6.17) e (6.18).

Quadro 6.1 – Escolha ideal de  $r_V$ .

Câmara do Atuador	Condição crítica	Condicional de $r_V$ ideal
A	Pico negativo	Acima do calculado
	Pico positivo	
B	Pico negativo	Abaixo do calculado
	Pico positivo	

Portanto, quando é feito o cálculo considerando as quatro condições críticas no posicionamento da carga, a escolha ideal de  $r_V$  será sempre a faixa entre o maior valor calculado para as condições na câmara A, com o menor valor calculado para as condições em B.

Existem casos onde não se tem uma faixa entre os valores de  $r_V$  considerando o Quadro 6.1. Quando isso ocorre, conclui-se que, indiferente da configuração do sistema, ocorrerá problemas críticos nas pressões.

<sup>8</sup> Nas condições normais consideram-se ambas as pressões nas câmaras do cilindro entre as pressões de suprimento e retorno. Quando é feita a comparação, considera-se a mesma pressão na outra câmara para ambas as condições (crítica e normal).

Também há casos em que o valor calculado de  $r_V$  não pertence aos reais, pelo fato da raiz quadrada ser um número negativo. Por isso existem condições, em função da câmara do atuador, para que as equações tenham coerência na resposta de  $r_V$ , conforme Quadro 6.2.

Quadro 6.2 – Condições para coerência nas respostas do modelo.

Câmara do Atuador	Condição crítica	Condicional de $r_V$ real
A	Pico negativo	$p_B^A > p_T$
	Pico positivo	$p_B^A < p_S$
B	Pico negativo	$p_A^A > p_T$
	Pico positivo	$p_A^A < p_S$

Caso haja incoerência no cálculo de  $r_V$  de uma ou mais condições, essas condições críticas não entraram na faixa ideal, valendo somente os valores pertencentes aos reais como limitadores do  $r_V$  ideal.

### 6.3 VALIDAÇÃO DO MODELO ESTÁTICO

#### 6.3.1 Introdução

A validação do modelo estático para seleção de configurações de sistemas de posicionamento eletro-hidráulico se deu pela comparação com o modelo não-linear geral. Este modelo dinâmico simula um posicionador eletro-hidráulico sem os efeitos de perda de carga e massa aparente.

A partir dos valores de massa efetiva, aceleração máxima positiva e negativa<sup>9</sup>, força de atrito, força externa, áreas do cilindro e pressões de suprimento e do reservatório, fez-se o cálculo para encontrar os valores de  $r_V$  para as quatro condições críticas.

As simulações foram realizadas utilizando três valores distintos de  $r_V$ , sendo um dentro da faixa ideal, um abaixo e outro acima da faixa para comprovar a escolha ideal da válvula em função de um dado cilindro.

As forças de atrito utilizadas no modelo estático foram estabelecidas considerando um valor de 5% da força máxima exercida pelo atu-

<sup>9</sup> As acelerações máximas e mínimas foram ajustadas no modelo dinâmico a partir do ganho proporcional  $K_p$ . Considerou-se uma faixa de  $\pm 0,1 \text{ m/s}^2$  nas acelerações na simulação dinâmica em relação à aceleração do modelo estático.

ador no avanço com pressão de suprimento de 70 bar e retorno de 1 bar.

As três configurações tiveram um sinal de referência em degrau de 50 mm, sendo o avanço da haste de 20 mm até 70 mm e retorno de 70 mm a 20 mm, tendo um período de 4 s.

Para variar os valores de  $r_V$ , fixou-se o coeficiente de vazão da via A da válvula simétrica Bosch 0811404601, e variou-se o coeficiente da outra via em função dos valores de  $r_V$  escolhidos para cada condição de estudo.

### 6.3.2 Condição Impossível – faixa inexistente de $r_V$

A condição impossível acontece quando não se tem uma faixa de valores de  $r_V$  ideal para os parâmetros escolhidos para aquele sistema em estudo. Este caso ocorre quando ambas as pressões nas câmaras, das condições que limitam esta faixa ideal de  $r_V$ , têm um comportamento crítico.

Escolhendo um sistema com cilindro simétrico, fez-se a simulação utilizando os seguintes parâmetros:

- Cilindro simétrico CGT3 25/18/200
- Aceleração máxima positiva:  $a_{MAX+}=3,4 \text{ m/s}^2$ ;
- Aceleração máxima negativa:  $a_{MAX-}=-2,3 \text{ m/s}^2$ ;
- Força de atrito:  $F_{at}=81,7 \text{ N}$ ;
- Força externa de compressão:  $F_C=-300 \text{ N}$ ;
- Massa:  $M=500 \text{ kg}$ .

O Quadro 6.3 mostra as respostas do cálculo de  $r_V$  a partir do modelo estático para as quatro condições em estudo.

Quadro 6.3 – Resposta do modelo na condição impossível.

Câmara do Atuador	Condição crítica	Pressão na outra câmara [Pa]		Condicional	$r_V$
A	Pico negativo	$p_B^A$	$31,4 \times 10^5$	$r_V >$	0,66
	Pico positivo		$-17,3 \times 10^5$		1,12
B	Pico negativo	$p_A^B$	$83,7 \times 10^5$	$r_V <$	0,90
	Pico positivo		$38,6 \times 10^5$		1,48

As condições críticas de pico positivo em A e pico negativo em B são as que limitam a faixa ideal de  $r_V$ , conforme Quadro 6.3, no entanto

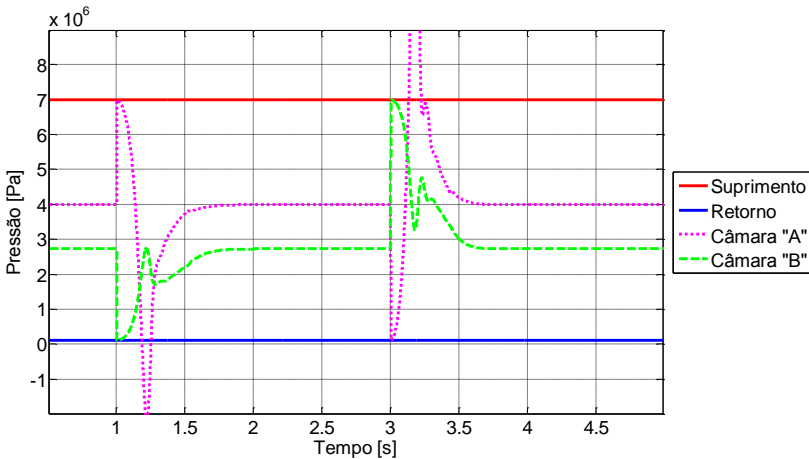
essa faixa é impossível, já que não existem valores que sejam maiores que 1,12 e menores que 0,90.

Outro fato que pode ser visto é o de que as pressões na outra câmara das duas condições limitantes têm valores críticos, sendo a do caso de pico positivo em A igual a  $-17,3 \times 10^5 \text{ Pa}$  e a condição de pico negativo em B igual a  $83,7 \times 10^5 \text{ Pa}$ .

Abaixo são mostrados três gráficos contendo as pressões de três configurações de posicionadores eletro-hidráulicos simuladas utilizando modelo dinâmico com os parâmetros em estudo.

Na Figura 6.1, referente à configuração utilizando o cilindro simétrico com uma válvula de  $r_V=0,5$ , nota-se a ocorrência de pico positivo e Pico negativo na câmara A.

Figura 6.1 – Condição Impossível – Cilindro simétrico e válvula de  $r_V=0,5$ .



Essas condições críticas são validadas pela resposta do modelo estático, visto que para evitar essas condições de pico positivo e negativo em A, os valores ideais de  $r_V$  devem ser ambas maiores a 0,66 e a 1,12 respectivamente.

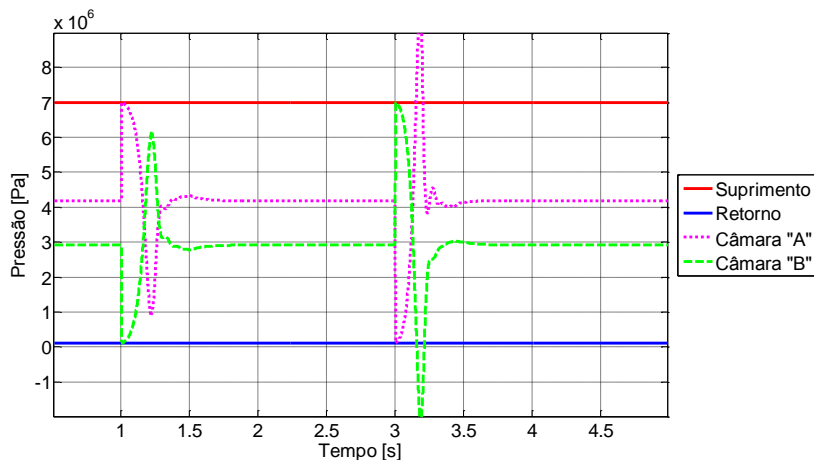
Já nas condições em relação à câmara B, o valor de  $r_V$  obedece as duas condições: ser menor que 0,90, para a condição crítica de pico negativo e ser menor do que 1,48, na condição de Pico positivo.

Além disso, nota-se a pressão na câmara A atingindo valores de pico muito mais distantes da pressão de suprimento do que valores de picos abaixo em relação à pressão de retorno. Isso ocorre devido ao fato do valor de  $r_V$ , da configuração do sistema de posicionamento, ser mais

distante da condição de  $r_V$  ideal de Pico positivo (diferença de 0,62) do que a de pico negativo (diferença de 0,16).

A Figura 6.2 exibe a simulação do cilindro simétrico com uma válvula simétrica ( $r_V=1$ ). Neste caso acontece Pico positivo na câmara A e Pico negativo na câmara B, visto que, pela resposta do modelo, os valores ideais devem ser maiores do que 1,22, para o caso de Pico positivo em A, e menores do que 0,90, para a condição de pico negativo em B.

Figura 6.2 – Condição Impossível – Cilindro simétrico e válvula de  $r_V=1$ .



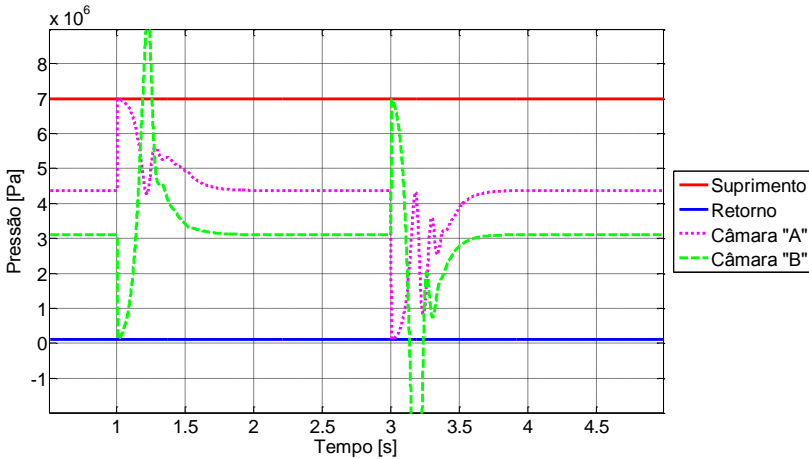
Por fim, na Figura 6.3 é apresentado às pressões da configuração cilindro simétrico + válvula de  $r_V=2$ . Nesta concepção ocorrem fenômenos de Pico positivo e Pico negativo, sendo ambas na câmara B do cilindro.

Estas condições críticas podem ser observadas nas respostas do modelo estático, onde os valores ideais para os casos críticos na câmara B devem ser menores a 0,90 e 1,48, para as condições de Pico negativo e positivo, respectivamente.

Como a diferença entre o  $r_V$  da configuração simulada com a do modelo na condição de Pico negativo (1,10) é maior do que a com relação à resposta na condição de Pico positivo (0,52), a pressão na câmara B do cilindro atinge valores críticos negativos mais distantes da pressão de retorno do que valores acima da de suprimento.

A partir dessas informações conclui-se que as pressões de um sistema com os parâmetros citados, sempre terão comportamentos críticos, indiferente da configuração da válvula.

Figura 6.3 – Condição Impossível – Cilindro simétrico e válvula de  $r_v=2$ .



### 6.3.3 Condição $r_v$ não pertencente aos reais

Neste caso particular é mostrado um exemplo onde nem todas as respostas do modelo são pertencentes aos números reais. O estudo desta condição serve de conclusão acerca da possibilidade de resposta do modelo, caso esse tipo de resposta ocorra.

Com um atuador assimétrico, realizou-se a simulação com os seguintes parâmetros:

- Cilindro assimétrico CDT3 25/18/200;
- Aceleração máxima positiva de  $a_{MAX+}^A=0,1 \text{ m/s}^2$ ;
- Aceleração máxima negativa de  $a_{MAX-}^A=-1,1 \text{ m/s}^2$ ;
- Força de atrito  $F_{at}=170,7 \text{ N}$ ;
- Força externa de tração de  $F_C=+1000 \text{ N}$ ;
- Massa de  $M=500 \text{ kg}$ .

Observando o Quadro 6.4 é possível notar que a resposta do modelo estático para as condições de Pico positivo na câmara A e Pico negativo na câmara B são valores não pertencentes aos reais<sup>10</sup>.

<sup>10</sup> A representação deste valor não pertencente aos reais se dá pela simbologia #NUM!, visto que para desenvolvimento das equações utilizou-se uma planilha do Microsoft Office Excel.

Contudo é possível ver que mesmo com respostas de valores não pertencentes aos reais, existe uma faixa de valores reais de  $r_V$  ideal fornecida pela resposta das condições de Pico negativo em A e Pico positivo em B.

Quadro 6.4 – Resultado do modelo estático para o cilindro simétrico CDT3 25/18/200.

Câmara do Atuador	Condição crítica	Pressão na outra câmara [Pa]		Condicional	$r_V$
A	Pico negativo	$p_B^A$	$62,4 \times 10^5$	$r_V >$	1,94
	Pico positivo		$182 \times 10^5$		$\nexists$
B	Pico negativo	$p_A^B$	$-17,7 \times 10^5$	$r_V <$	$\nexists$
	Pico positivo		$3,66 \times 10^5$		2,11

A Figura 6.4 ilustra um sistema com a configuração cilindro CDT3 25/18/200 e uma válvula de razão de coeficientes de vazão igual a 2.

Devido ao fato deste valor de razão de coeficientes de vazão da válvula ser fora da faixa ideal de  $r_V$  e estar abaixo do valor ideal para a condição de Pico negativo na câmara A, esse fenômeno ocorre.

Já para o caso da Figura 6.5, onde é apresentada a configuração cilindro assimétrico com uma válvula de  $r_V = 2$ , não acontece nenhum problema crítico com as pressões do sistema, visto que o valor ideal para a condição imposta é entre 1,94 e 2,11.

Por fim, a Figura 6.6 mostra a simulação utilizando o cilindro diferencial com uma válvula de  $r_V = 3$ . Para as condições parametrizadas, esse valor de  $r_V$  está não só acima da faixa ideal com também fora da faixa da condição de Pico positivo na câmara B, por isso a ocorrência deste fenômeno no avanço do movimento.

Figura 6.4 – Condição  $r_V$  não pertencente aos reais – Cilindro assimétrico e válvula de  $r_V=1$ .

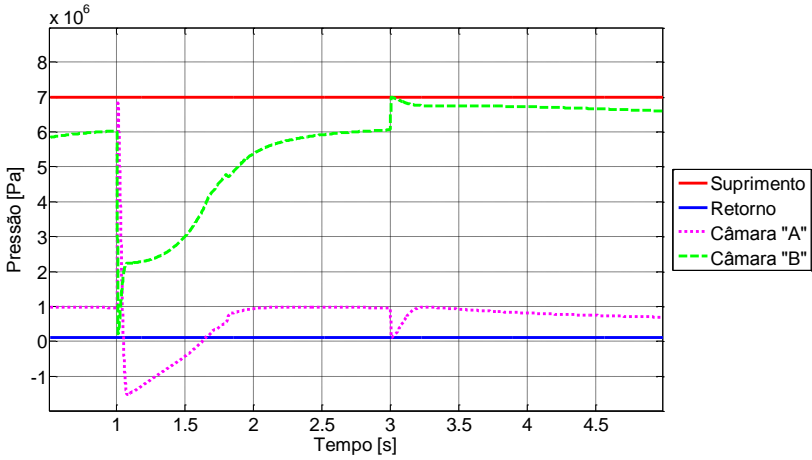


Figura 6.5 – Condição  $r_V$  não pertencente aos reais – Cilindro assimétrico e válvula de  $r_V=2$ .

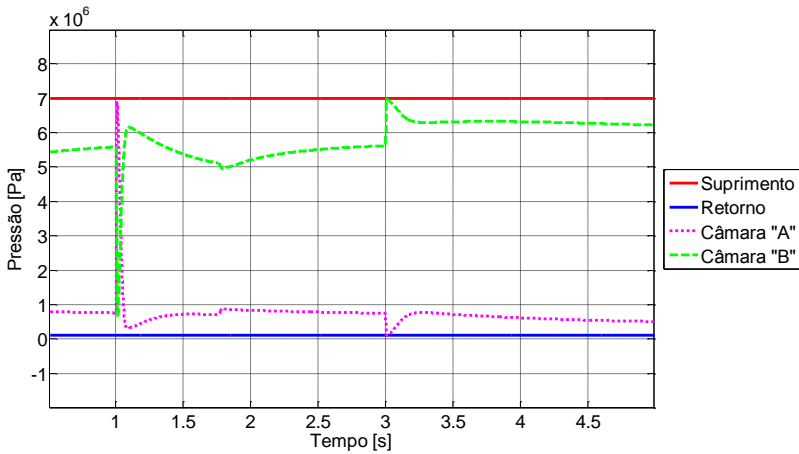
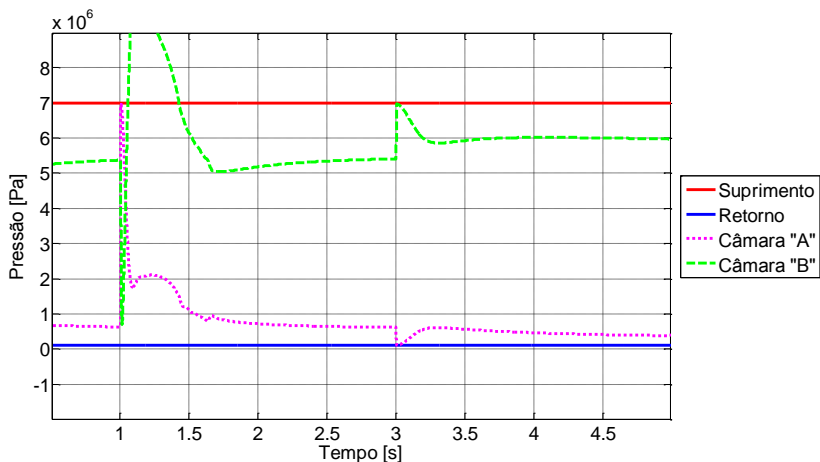




Figura 6.6 – Condição  $r_V$  não pertencente aos reais – Cilindro assimétrico e válvula de  $r_V=3$ .



### 6.3.4 Atuador simétrico – Condição normal

Neste caso, utilizando o atuador hidráulico de áreas iguais, fez-se a simulação utilizando os parâmetros:

- Cilindro simétrico CGT3 25/18/200;
- Aceleração máxima positiva de  $a_{MAX+}^A = 1,7 \text{ m/s}^2$ ;
- Aceleração máxima negativa de  $a_{MAX-}^A = -2,7 \text{ m/s}^2$ ;
- Força de atrito  $F_{at} = 81,7 \text{ N}$ ;
- Força externa de tração de  $F_C = +300 \text{ N}$ ;
- Massa de  $M = 300 \text{ kg}$ .

Observando o Quadro 6.5 é possível ver a resposta do modelo estático para as quatro condições estudadas. Como resultado a faixa ideal é entre 0,78 e 1,26, ou seja,  $r_V = 1$ .

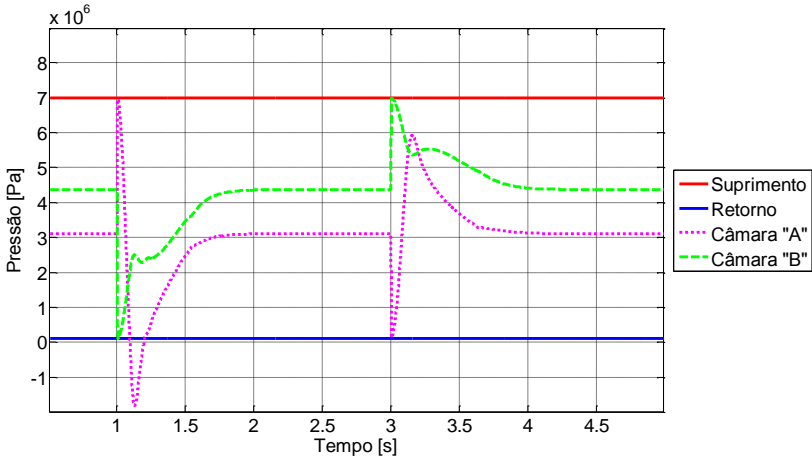
Quadro 6.5 – Resultado do modelo estático para o cilindro simétrico CGT3 25/18/200.

Câmara do Atuador	Condição crítica	Condicional	$r_V$
A	Pico negativo	$r_V >$	0,78
	Pico positivo		0,42
B	Pico negativo	$r_V <$	2,50
	Pico positivo		1,26

Referente à configuração de um cilindro simétrico com uma válvula de razão de coeficientes de vazão igual a 0,5, A

Figura 6.7 mostra que para este sistema ocorre Pico negativo na câmara A no movimento de avanço do cilindro. Esse fenômeno pode ser conferido pela resposta do modelo, visto que para não haver Pico negativo em A, o valor ideal deve ser maior do que 0,78.

Figura 6.7 – Condição Normal – Atuador simétrico e válvula de  $r_v=0,5$ .



Na Figura 6.8 é possível notar que as pressões do sistema não ultrapassam os limites (faixa entre as pressões de suprimento e retorno) condição crítica, já que a razão  $r_v=1$  é a ideal para os parâmetros escolhidos.

Utilizando a configuração cilindro simétrico e válvula assimétrica com  $r_v=2$  ocorre o fenômeno de Pico positivo na câmara B do atuador no movimento de avanço. Este fenômeno (Figura 6.9) pode ser conferido pela resposta do modelo, onde para evitar picos de pressão na câmara B, o valor de  $r_v$  deve ser menor a 1,26.

Figura 6.8 – Condição Normal – Atuador simétrico e válvula de  $r_V=1$ .

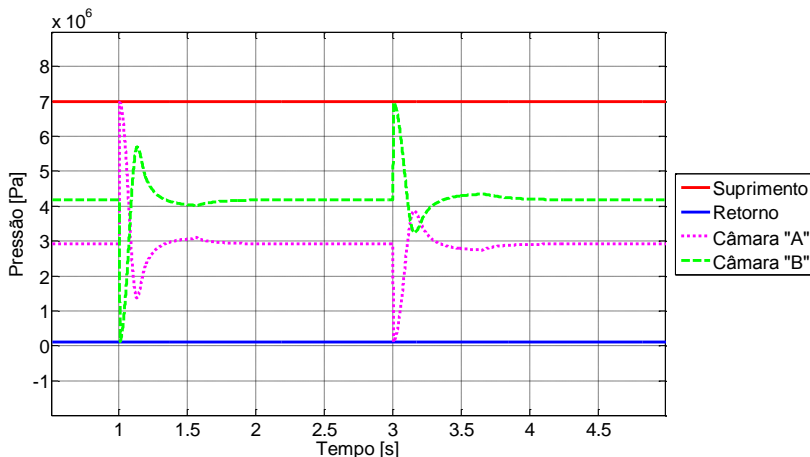
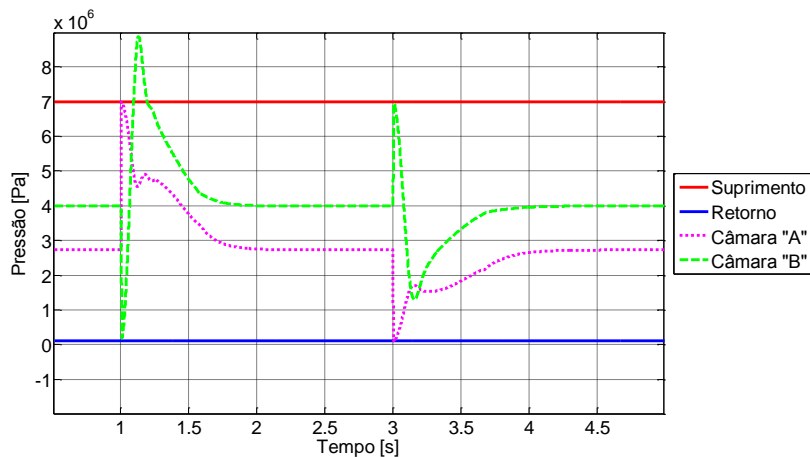


Figura 6.9 – Condição Normal – Atuador simétrico e válvula de  $r_V=2$ .



### 6.3.5 Cilindro assimétrico – Condição normal

Para um sistema de posicionamento eletro-hidráulico empregando um atuador assimétrico de razão de áreas igual a dois ( $r_A = 2$ ), realizou-se a simulação a partir dos parâmetros:

- Cilindro assimétrico CDT3 25/18/200;
- Aceleração máxima positiva de  $a_{MAX+}^A = 1,2 \text{ m/s}^2$ ;

- Aceleração máxima negativa de  $a_{MAX}^A = -2 \text{ m/s}^2$ ;
- Força de atrito  $F_{at} = 170,7 \text{ N}$ ;
- Força externa de compressão de  $F_C = -400 \text{ N}$ ;
- Massa de  $M = 1000 \text{ kg}$ .

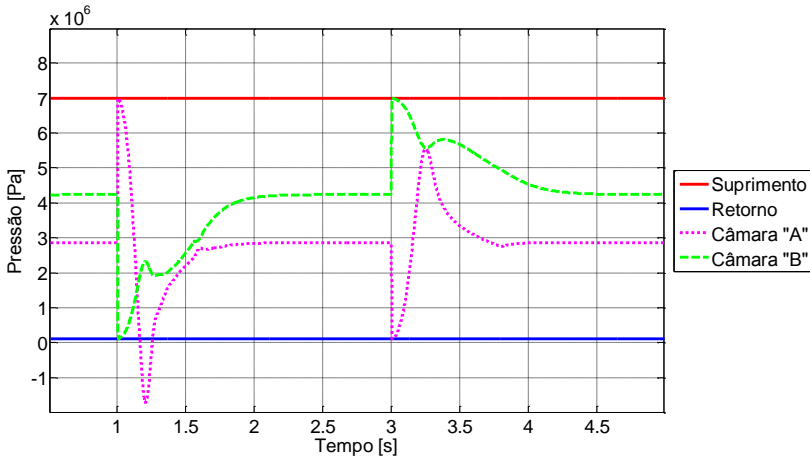
No Quadro 6.6 nota-se como resultado a faixa ideal entre 1,93 e 2,12, ou seja,  $r_V = 2$ .

Quadro 6.6 – Resultado do modelo estático para o cilindro CDT3 25/18/200.

Câmara do Atuador	Condição crítica	Condicional	$r_V$
A	Pico negativo	$r_V >$	1,93
	Pico positivo		0,26
B	Pico negativo	$r_V <$	2,90
	Pico positivo		2,12

Sendo um sistema de posicionamento com a configuração de atuador assimétrico e válvula simétrica ( $r_V=1$ ), a pressão na câmara A atinge valores abaixo da pressão de retorno no avanço do cilindro. Essa informação, ilustrada pela Figura 6.10, pode ser comprovada pelo Quadro 6.6, uma vez que para não ocorrer esse fenômeno o valor de  $r_V$  deve ser maior a 1,93.

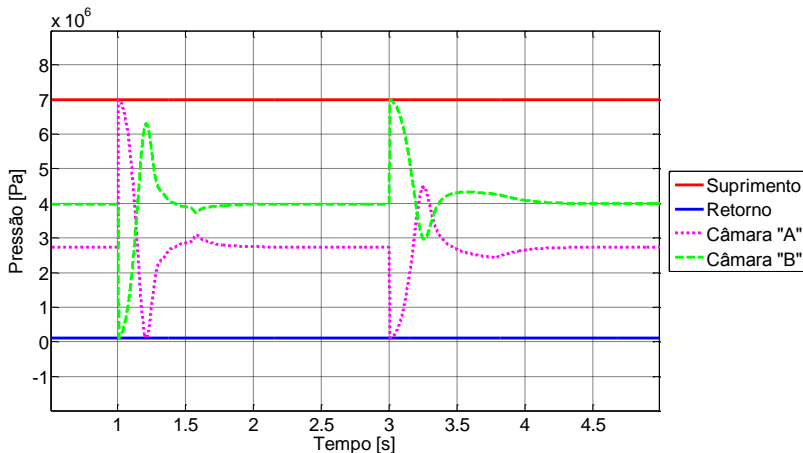
Figura 6.10 – Condição Normal – Atuador assimétrico e válvula de  $r_V=1$ .



Utilizando uma válvula de razão de coeficientes de vazão equivalente à razão de áreas do cilindro CDT3 25/18/200, o sistema não apre-

senta nenhuma condição crítica em relação às pressões nas câmaras do atuador, já que o valor de  $r_V = 2$  é o ideal.

Figura 6.11 – Condição Normal – Atuador assimétrico e válvula de  $r_V=2$ .

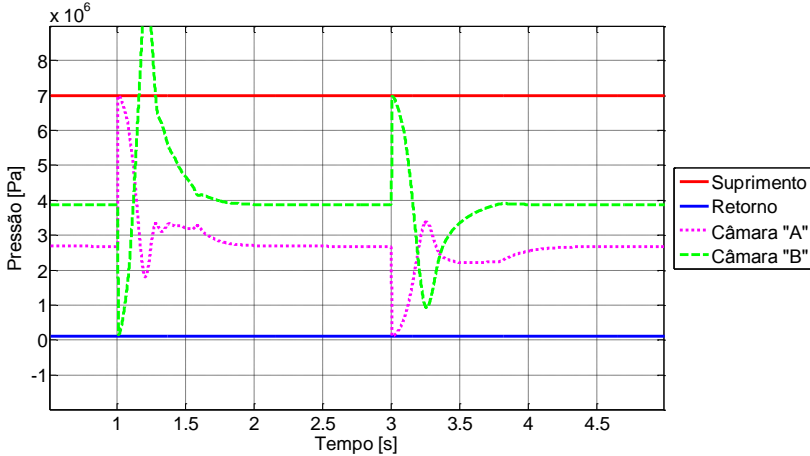


A Figura 6.12 mostra a simulação da configuração com uma válvula com  $r_V=3$ . É possível notar a ocorrência de pico de pressão no movimento de avanço na câmara B do cilindro. Pode-se comprovar o fenômeno pela resposta do modelo para condição de pico de pressão em B, onde o valor deve ser menor a 2,12.

Pela resposta do modelo estático, utilizando a configuração acima, deveria ocorrer Pico negativo na câmara B (condição ideal:  $r_V < 2,90$ ), contudo não se vê esse fenômeno na Figura 6.12. Essa informação pode ser justificada tendo em vista que os valores de  $r_V$  da condição ideal e o simulado são muito próximos (diferença de 0,10).

Contudo essa incoerência entre a resposta do modelo estático e do modelo dinâmico não interferem na faixa ideal para os parâmetros desejados.

Figura 6.12 – Condição Normal – Atuador assimétrico e válvula de  $r_v=3$ .



### 6.3.6 Considerações sobre as resposta do modelo estático

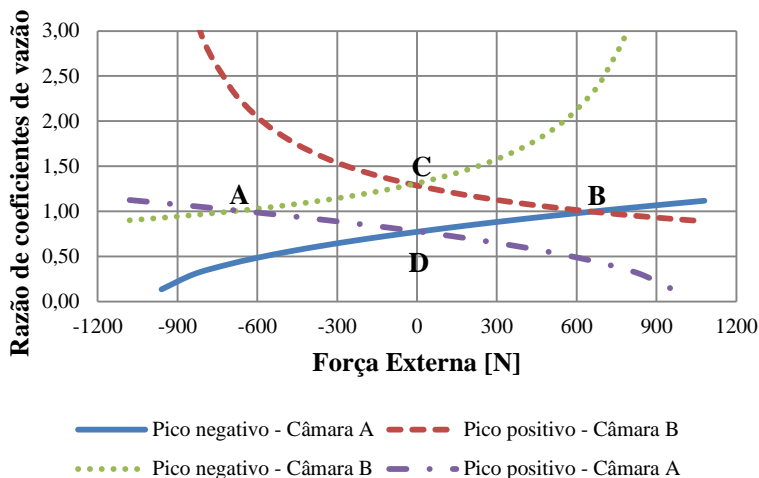
Neste item é tratado da resposta do modelo estático em função da variação da força externa do sistema de posicionamento e também das acelerações máximas positivas e negativas, com a finalidade de ter uma visão mais ampla sobre a influência destas mudanças na resposta do modelo estático.

#### 6.3.6.1 Estudo da resposta em função da força externa

A Figura 6.13 traz respostas do modelo estático, utilizando as equações (6.16), (6.17), (6.18) e (6.19), variando a força externa e mantendo os parâmetros descritos abaixo:

- Cilindro simétrico CGT3 25/18/200;
- Força de atrito  $F_{at}=81,7 N$ ;
- Aceleração máxima positiva de  $a_{MAX+}^A=1,2 m/s^2$ ;
- Aceleração máxima negativa de  $a_{MAX-}^A=-2 m/s^2$ ;
- Massa de  $M=350 kg$ .

Figura 6.13 – Resposta do modelo estático para diversas condições de força externa, cilindro simétrico CGT3 25/18/200.



No gráfico da Figura 6.13, quando as curvas de Pico negativo e Pico positivo em câmaras diferentes se cruzam (pontos A e B), indicam os limites máximos de forças externas para o sistema de posicionamento, considerando os parâmetros escolhidos. A partir destes dois pontos não se tem nenhuma condição de  $r_V$  ideal que não ocorra condições críticas nas pressões do cilindro escolhido.

Já quando curvas de fenômenos que ocorrem na mesma área do cilindro, ou seja, Pico negativo e Pico positivo na câmara A ou Pico negativo e Pico positivo na câmara B, se cruzam (pontos C e D), indicam o ponto onde há a possibilidade de se trabalhar com uma maior faixa de valores de  $r_V$ .

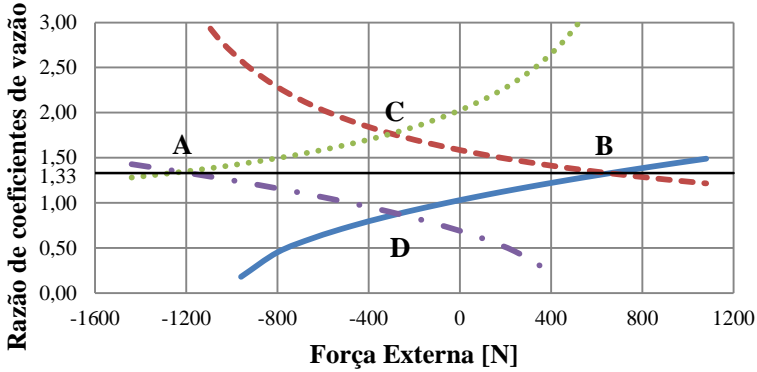
Na Figura 6.14 e Figura 6.15 são mostrados os gráficos de resposta do modelo para diversas condições de carregamento para um cilindro de razão de áreas igual a 4/3 hipotético<sup>11</sup>, e também para o cilindro assimétrico CDT3 25/18/200, respectivamente.

Para os dois exemplos de cilindro assimétrico foram mantidos os parâmetros de massa, acelerações máxima positiva e máxima negativa, sendo alterados os valores de força de atrito.

<sup>11</sup> Para a condição de um cilindro de razão de áreas igual a 4/3 considerou-se a área menor igual à área menor do cilindro assimétrico CDT3 25/18/200, e pela razão de 4/3 foi calculado a outra área.

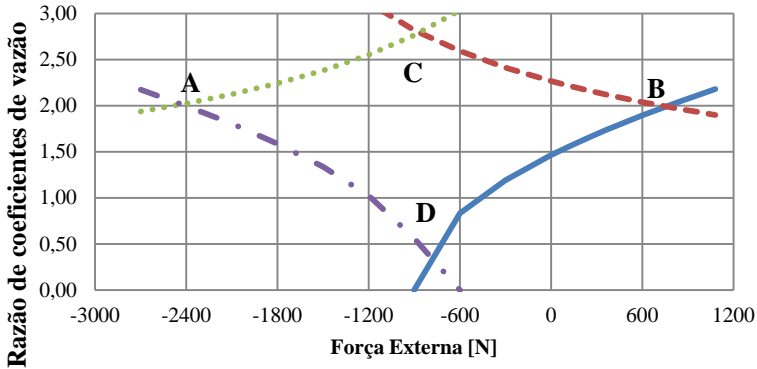
- Força de atrito cilindro assimétrico hipotético  $F_{at}=109,4 N$ ;
- Força de atrito cilindro CDT3 25/18/200  $F_{at}=170,7 N$ ;

Figura 6.14 – Resposta do modelo estático para diversas condições de força externa, cilindro assimétrico de razão de áreas igual a 4/3.



- Pico negativo - Câmara A
- - - Pico positivo - Câmara B
- Pico negativo - Câmara B
- Pico positivo - Câmara A

Figura 6.15 – Resposta do modelo estático para diversas condições de força externa, cilindro assimétrico CDT3 25/18/200.



- Pico negativo - Câmara A
- - - Pico positivo - Câmara B
- Pico negativo - Câmara B
- Pico positivo - Câmara A



Nota-se um deslocamento do ponto A para a esquerda na Figura 6.14 e Figura 6.15, em relação à Figura 6.13, devido à mudança na razão de áreas (aumento da área na câmara A) dos cilindros.

Este aumento na área da câmara A do cilindro faz com que o limite de trabalho com forças externas de compressão aumente, fazendo com que este ponto se desloque para valores negativos maiores. Em função deste deslocamento, os pontos C e D também se deslocaram em função ao eixo da força externa.

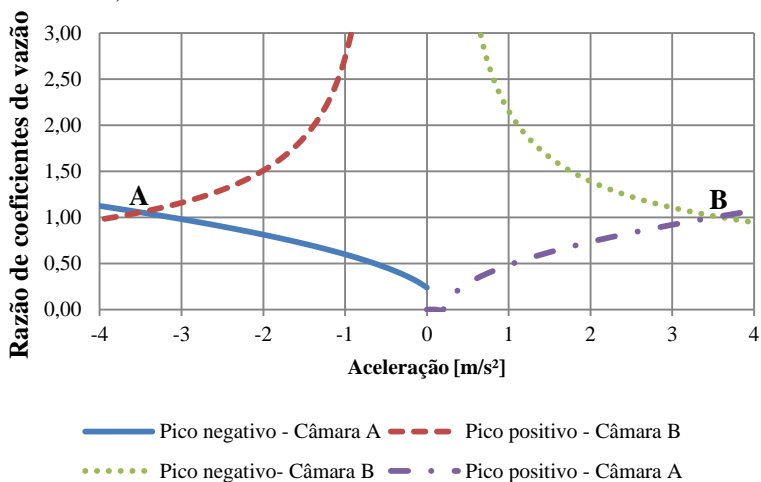
Como os valores da área da câmara B para todos os três exemplos são iguais, o limite de trabalho com forças de tração (ponto B) continuou o mesmo para ambos.

### 6.3.6.2 Estudo da resposta em função das acelerações máximas

A Figura 6.16 traz respostas do modelo estático, novamente utilizando as equações (6.16), (6.17), (6.18) e (6.19), contudo em função da variação das acelerações máximas, e mantendo os parâmetros:

- Cilindro simétrico CGT3 25/18/200;
- Força de atrito  $F_{at}=81,7 N$ ;
- Força externa de tração de  $F_C=+500 N$ ;
- Massa de  $M=200 kg$ .

Figura 6.16 – Resposta do modelo estático para diversas condições de acelerações máximas, cilindro simétrico CGT3 25/18/200.



A partir da Figura 6.16 têm-se os pontos A e B que indicam os limites de aceleração máxima negativa e máxima positiva, respectivamente. Equivalente às conclusões destes mesmos pontos no item anterior de estudo variando a força externa, caso o sistema trabalhe além destes limites, não se tem nenhuma condição de  $r_V$  ideal que não ocorra condições críticas nas pressões do cilindro escolhido, tendo em vista os parâmetros selecionados do sistema.

Na Figura 6.17 e Figura 6.18 é mostrada a resposta do modelo em função da variação das acelerações máxima positiva e máxima negativa para o mesmo cilindro de razão de áreas igual a 4/3 hipotético utilizado no item anterior, e também para o cilindro assimétrico CDT3 25/18/200, respectivamente.

- Força de atrito cilindro assimétrico hipotético  $F_{at}=109,4 N$ ;
- Força de atrito cilindro CDT3 25/18/200  $F_{at}=170,7 N$ ;

Ao se aumentar a área da câmara A do cilindro, aumenta-se a possibilidade do sistema trabalhar com maiores valores de aceleração máxima positiva, visto que com este aumento, o atuador hidráulico tem um aumento da força, possibilitando frear cargas maiores no movimento de retorno.

Figura 6.17 – Resposta do modelo estático para diversas condições de acelerações máximas, cilindro assimétrico de razão de áreas igual a 4/3.

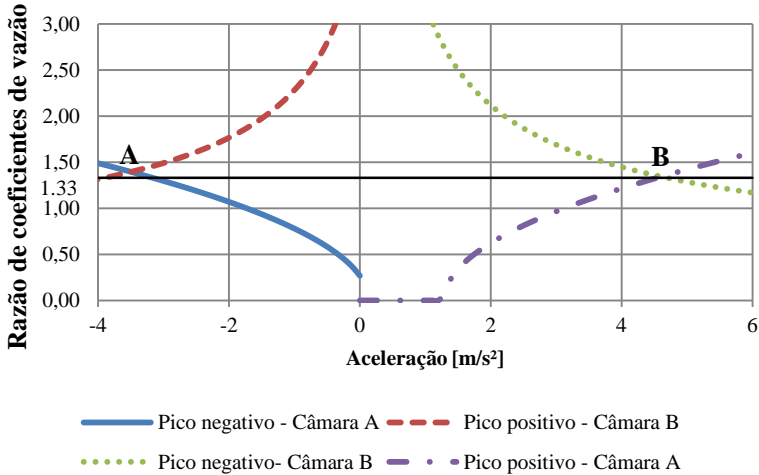
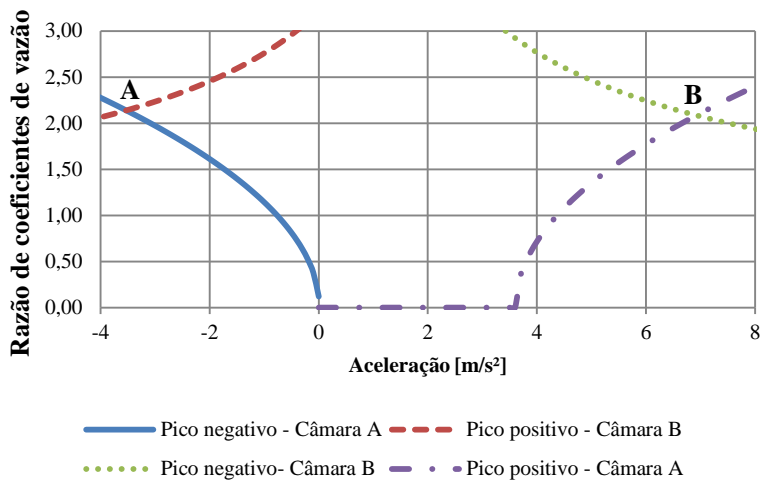


Figura 6.18 – Resposta do modelo estático para diversas condições de acelerações máximas, cilindro assimétrico CDT3 25/18/200.



Devido a este aumento de área na câmara A do cilindro, tanto na Figura 6.17 quanto na Figura 6.18, é possível notar um deslocamento do ponto B para a direita.

Como os valores da área da câmara B para todos os três exemplos são iguais, o limite de trabalho com aceleração máxima negativa (ponto A) manteve-se o mesmo para ambos.

Outra informação importante a cerca das figuras presentes nas páginas 113 e 114 é que quanto mais próximos de zero as acelerações máximas selecionadas para o sistema de posicionamento, maior é a versatilidade de escolha de valores de  $r_V$  para se trabalhar sem problemas críticos nas pressões no cilindro.

#### 6.4 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Diante destas análises, conclui-se que o modelo estático para seleção de configurações de sistema de posicionamento eletro-hidráulico mostra-se eficiente, tendo respostas coerentes comparadas as do modelo dinâmico.

Os parâmetros de aceleração máxima positiva e máxima negativa são consequência dos ganhos do controlador e também do carregamento do sistema, tornando-se um dos valores de entrada mais complexos de se atribuir corretamente no modelo.

A escolha de se trabalhar com um valor de atrito constante igual a 5% da força máxima exercida pelo atuador no avanço com pressão de suprimento de 70 *bar* e retorno de 1 *bar* se mostrou coerente tendo em vista que todas as simulações foram feitas com os mesmos valores de pressão de suprimento e retorno. Contudo seria necessário um estudo mais abrangente para se validar esta regra

Em todas as respostas do modelo estático para diversas condições de carregamento é possível concluir que para um sistema de posicionamento eletro-hidráulico, a configuração de válvula e cilindro que melhor se adapta as variações de forças externas e acelerações é a de relações iguais ( $r_V = r_A$ ).

Essa informação pode ser justificada em função dos pontos que indicam o limite de carregamento para o sistema (A e B) sempre tenderem a valores equivalentes ao da razão de áreas do cilindro em estudo.

## 7 CONCLUSÕES

O estudo conduzido nesta dissertação apresentou de maneira mais detalhada algumas das principais características de concepções de posicionadores eletro-hidráulicos e, por meio de experimentos e simulações, foram evidenciadas as principais influências destas características no comportamento das pressões de sistemas eletro-hidráulicos de controle de posição. Discutir algumas situações e conclusões obtidas nesta dissertação é importante para garantir que as informações disponíveis sejam adequadamente compreendidas e utilizadas.

### 7.1 CARACTERIZAÇÃO TEÓRICA-EXPERIMENTAL

Sobre as etapas de modelagem dinâmica, levantamento de parâmetros do sistema real (PHP), simulações e ensaios realizados ressaltam-se os seguintes aspectos:

- Os parâmetros do modelo de coeficiente de atrito viscoso dos cilindros encontrados em Szpak (2008), e Muraro (2010), se mostraram capazes de representar o fenômeno;
- O modelo não linear com perda de carga de Muraro, 2010 se mostrou completo o suficiente para validar os fenômenos de perda de carga, aceleração do fluido ao longo da linha, e efeito de massa aparente nos dutos;
- Os parâmetros de perda de carga nos dutos obtidos experimentalmente foram essenciais para validação do modelo considerando este fenômeno no sistema real;
- Desconsiderar o efeito de perda de carga na modelagem altera significativamente a dinâmica das pressões do sistema de posicionamento eletro-hidráulico. Modelos sem esta consideração têm limites de carregamento maiores, sem a ocorrência de fenômenos críticos indesejados nas pressões, do que nos sistemas reais;
- Simulações com diferentes configurações de SHCP foram realizadas e os resultados obtidos comparados com diversos ensaios realizados na bancada de trabalho mostraram similaridade em suas respostas.

## 7.2 MAPEAMENTO DAS CONDIÇÕES CRÍTICAS

Como conclusões a cerca do mapeamento das condições críticas pode-se verificar que:

- Os momentos mais críticos para as pressões do sistema de posicionamento são nas máximas desacelerações, ou seja, avanço com aceleração máxima negativa ou retorno com aceleração máxima positiva;
- O comportamento das pressões  $p_A$  e  $p_B$  nas câmaras do cilindro, para uma dada condição de carregamento, depende da combinação entre as relações das características dos orifícios de controle da válvula (razão entre  $Kv_A$  e  $Kv_B$ ) e da característica das áreas do cilindro (razão entre  $A_A$  e  $A_B$ ).
- Quando se trabalha com uma razão entre coeficientes de vazão da válvula maior que a razão entre áreas do cilindro, há uma tendência de condições críticas na câmara B do atuador;
- Em contra partida, quando se trabalha com uma razão de  $Kv$ 's da válvula menor que a razão de áreas do cilindro, a tendência é a pressão na câmara A ter comportamentos críticos.

## 7.3 MODELO ESTÁTICO E PROJETO DE SHCP

Ao utilizar o modelo estático para selecionar a concepção de sistema eletro-hidráulico de posicionamento, notou-se que:

- A escolha da configuração de um sistema de posicionamento eletro-hidráulico com o modelo estático é uma tarefa rápida e eficiente, possibilitando com que usuários com conhecimentos básicos na área de sistemas hidráulicos encontrem uma alternativa de solução para o sistema em questão;
- A construção deste modelo é decorrente da análise das respostas estáticas e dinâmicas de sistemas de posicionamento eletro-hidráulicos, comparada com a resposta através de simulações dinâmicas.
- A situação trabalhada no contexto de projeto hidráulico é quando o cilindro encontra-se pré-definido. Neste caso, uma possível ocorrência de pressões abaixo da de retorno ou acima da de suprimento nas câmaras do atuador poderá

ser contornada apenas através da escolha correta da razão de coeficientes de uma válvula.

- Geralmente os sistemas de posicionamento eletro-hidráulico trabalham com mais de um tipo de carregamento (inercial e compressão, inercial e tração), por isso o ideal é considerar as quatro condições críticas mapeadas em função do movimento do atuador.
- A configuração de válvula e cilindro que melhor se adapta as variações de forças externas é a de relações iguais ( $r_V = r_A$ ), devido ao fato dos pontos que indicam o limite de carregamento para o sistema sempre tenderem a valores equivalentes ao da razão de áreas do cilindro em estudo.

#### 7.4 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Diante dos resultados e conclusões obtidos com este trabalho, algumas sugestões para trabalhos futuros são mencionadas a seguir:

- Realizar estudos para seleção de servoposicionadores de grande porte de configuração diferencial, em que a vazão em cada câmara do cilindro é controlada por válvulas individuais do tipo cartucho slip-in, também conhecidas como elementos lógicos;
- Adequar e implementar ao método apresentado, a seleção do tamanho nominal de válvula (e por consequência, de sua razão de coeficientes de vazão) que realizem o controle individual de vazão nas câmaras do atuador. Neste contexto, se enquadram as válvulas de configuração 2/2 e 3/2 e válvulas do tipo cartucho screw-in e slin-in.
- Desenvolver um algoritmo que auxilie na seleção de configurações de posicionadores eletro-hidráulicos que empreguem como solução, válvulas de controle dos seguintes tipos: (1) válvulas de carretel deslizante convencionais (tais como as apresentadas nas principais configurações, conforme descrição do item 2.2), (2) válvulas de carretel ou assento que realizem o controle individual de vazão nas câmaras do cilindro diferencial, e (3) válvulas cartucho<sup>12</sup>.

---

<sup>12</sup>Maiores informações sobre tipos de válvulas cartucho e exemplos de configurações de sistemas que utilizam estas tecnologias em Bravo (2005).

- Realizar um estudo de uma regra geral para o valor de atrito estático em função das pressões do sistema e áreas do cilindro;
- Implementar na modelagem dinâmica do sistema um modelo de cavitação nas câmaras.



## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ARMSTRONG, B.; DE WIT, C. C. **Friction Modeling and Compensation**. In: LEVINE, W. S. **The Control Handbook**. Cleveland: CRC Press, 1996. p. 1369-1382.

BALLUFF. Transdutor Micropulse BTL5-A11-M0200-P S32 – Technical Description User’s Guide. Catálogo. São Paulo: 2003. 32 p.

BOSCH REXROTH. **Cilindro Hidráulico Tipo CDT3/CGT3**. Catálogo RS/E/P17032. Edição Brasil 10.03. Disponível em: <[http://www.boschrexroth.com/country\\_units/south\\_america/brasil/pt/doc\\_downloads/catalogs/a\\_downloads\\_09/cilindro/RP\\_17032\\_05\\_00\\_11-09.pdf](http://www.boschrexroth.com/country_units/south_america/brasil/pt/doc_downloads/catalogs/a_downloads_09/cilindro/RP_17032_05_00_11-09.pdf)> Acesso em: 21 mar. 2013.

BOSCH REXROTH. **Válvula Simétrica 4/3 Modelo: 4WRPEH 6 C3B12L-2X/G24K0/A1M – 0811404601**. Catálogo: RA 29035/01.05.

Disponível em:

<[http://www.boschrexroth.com/country\\_units/america/united\\_states/sub\\_websites/brus\\_brh\\_i/en/products\\_ss/08\\_proportional\\_servo\\_valves/a\\_downloads/re29035\\_2010-10.pdf](http://www.boschrexroth.com/country_units/america/united_states/sub_websites/brus_brh_i/en/products_ss/08_proportional_servo_valves/a_downloads/re29035_2010-10.pdf)> Acesso em: 21 mar. 2013.

Bosch Rexroth. **Válvula Assimétrica 4/3 Modelo: 4WREE 6 E1-08-22/G24K31/A1V**. Catálogo: RP29061/02.03. Disponível em: <

[http://www.boschrexroth.com/country\\_units/america/united\\_states/sub\\_websites/brus\\_brh\\_i/en/products\\_ss/08\\_proportional\\_servo\\_valves/a\\_downloads/re29061\\_2005-10.pdf](http://www.boschrexroth.com/country_units/america/united_states/sub_websites/brus_brh_i/en/products_ss/08_proportional_servo_valves/a_downloads/re29061_2005-10.pdf)> Acesso em: 21 mar. 2013.

BRAVO, Rafael R. da Silva. **Modelagem e análise de válvulas-cartucho**. 2002. 172 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2002.

BRAVO, Rafael R. da Silva. **Um Estudo sobre Válvulas-Cartucho**. 2005 – 1st International Congress University-Industry Cooperation, Ubatuba, 2005.

DSPACE. **Floating-Point Controller Board – DS1102**. User’s Guide v. 2.0. Paderborn: 1993. 60 p.

FERREIRA, M. G. G. **Utilização de Modelos para a Representação de Produtos no Projeto Conceitual**. 140 f. Dissertação (Mestrado) – Curso de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, UFSC, Florianópolis, 1997.

FURST, Fernando L., DE NEGRI, Victor J.. **Projeto de sistemas hidráulicos de controle de posição**. Apostila. Florianópolis: 2002. 107 p.

FURST, Fernando L.. **Sistematização do projeto preliminar de circuitos hidráulicos de controle de posição**. 2001. 149 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2001.

GUENTHER, Raul, PERONDI, Eduardo A. O controle em cascata de sistemas pneumáticos de posicionamento. **Revista Controle & Automação**, vol. 15, n. 2, p. 149-161, Abr/Mai/Jun 2004. Disponível em: [http://www.scielo.br/scielo.php?script=sci\\_arttext&pid=S0103-17592004000200004&lng=pt&nrm=iso](http://www.scielo.br/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0103-17592004000200004&lng=pt&nrm=iso) Acesso em: 15 ago. 2013.

HBM. **P2VA1, P2VA2 Pressure Transmitter**. Datasheet. Darmstadt: 2006. 04 p.

International Organization for Standardization. **ISO 10770-1**. Hydraulic fluid power – Electrically modulated hydraulic control valves – Part 1: Test methods for four-way directional flow control valves. Geneva: 1998. 50 p.

International Organization for Standardization. **ISO 1219-1**. Fluid power systems and components – Graphic symbols and circuit diagrams – part 1: graphic symbols for conventional use and data-processing applications. Geneva: 2006. 165 p.

MACHADO, Cláudio L. d'L. **Compensação de atrito em atuadores hidráulicos utilizando redes neurais**. 2004. 86 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

MURARO, Irving. Estudo das características comportamentais de válvulas proporcionais e seus efeitos nos posicionadores eletro-hidráulicos.

2010. 176 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2009.

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

RAMOS FILHO, José R. B.. **Unidade de Potência e Condicionamento Hidráulico – Implementação.** 2006. 65 f. Relatório (Estágio) – Curso de Engenharia de Controle e Automação, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006.

RAMOS FILHO, José R. B.. **Modelagem de um Sistema de Posicionamento Hidráulico e Análise de seu Comportamento sob Carga.** 2007. 110 f. Monografia (Projeto de Fim de Curso). Curso de Engenharia de Controle e Automação, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2007.

SOUZA, Alisson D. C. de. **Desenvolvimento de um Sistema para Dimensionamento e Controle de Posicionadores Hidráulicos.** 2005, 147 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

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, 2009.

VON LINSINGEN, Irlan. **Fundamentos de Sistemas Hidráulicos.** 3. ed. Florianópolis: Editora UFSC, 2008. 399 p. (Didática).



## BIBLIOGRAFIAS COMPLEMENTARES

ANDRIGHETTO, Pedro Luís. **Posicionador eletro-hidráulico controlado por válvula proporcional direcional**. 1996. 170 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1996.

AYALEW, Beshahwired; KULAKOWSKI, Bohdan T.. **Modeling supply and return line dynamics for an electrohydraulic actuation system**. In: 2005 ISA – The Instrumentation, Systems and Automation Society. Pennsylvania: 2004. p. 329-343.

DE NEGRI, Victor Juliano. **Sistemas hidráulicos e pneumáticos para automação e controle – parte III – sistemas hidráulicos para controle**. Apostila. Florianópolis: UFSC, 2001.

DE NEGRI, V. J., RAMOS FILHO, J. R. B., SOUZA, A. D. C.. **A design method for hydraulic positioning systems**. In: International Power Transmission Exposition - IFPE 2008, 2008, Las Vegas. Proceedings of 51st National Conference on Fluid Power, 2008. Madison: Omnipress, 2008. p. 669-679.

GOMES, S. C. P. **Modelagem de atritos internos às articulações de robôs manipuladores**. In: XIII CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA. Belo Horizonte: 1995. CD-ROM.

GOMIS-BELLMUNT, O., CAMPANILE, F., GALCERAN-ARELLANO, S., MONTESINOS-MIRACLE, D., RULL-DURAN, J.. Hydraulic actuator modeling for optimization of mechatronic and adaptive systems. **Mechatronics**, Cambridge, v. 18, n. 10, Dez. 2008. p. 634-640.

HUTCHINGS, I. M. **Tribology, friction and wear of engineering materials**. 1. ed. Cambridge: Elsevier, 1992. 284 p.

JOHNSON, Jack L.. **Design of Electrohydraulic Systems for Industrial Motion Control**. 2. ed. Milwaukee: Parker Hannifin Corporation, 1995. 386 p.

OGATA, Katsuhiko. **Engenharia de Controle Moderno**. 3. ed. Rio de Janeiro: Prentice Hall do Brasil, 2000. 813 p.

PEREIRA, Pedro Ivo Inácio. **Análise teórico-experimental de controladores para sistemas hidráulicos**. 2006. 163 f. Dissertação (Mestrado) – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006.

## APÊNDICE A – PARÂMETROS DO MODELO NÃO LINEAR COM PERDA DE CARGA

### Parâmetros do Fluido Hidráulico – Óleo Mineral Mobil DTE24

$R_o=873$ ;	Massa específica [Kg/m <sup>3</sup> ]
$Be=0.8e9$ ;	Módulo de compressibilidade do fluido da UPCH [Pa]
$Bepi=1.4e9$ ;	Módulo de compressibilidade do fluido nos tubos de aço [Pa]
$Beh=0.8e8$ ;	Módulo de compressibilidade do fluido nas mangueiras [Pa]

### Parâmetros da UPCH

$ps=70e5$ ;	Pressão de suprimento [Pa]
$ptpc=1.25e5$ ;	Pressão de retorno da PHP [Pa]

### Parâmetros do sinal de referência

$degrau=0.05$ ;	Sinal degrau de referência para posição da haste [m]
$x0=0.02$ ;	Posição inicial em 20mm [m]

### Parâmetros do Controlador

$K_p=4.0$ ;	Ganho Proporcional
$K_i=0$ ;	Ganho Integral

### Parâmetros do Transdutor de Posição Balluff - BTL5 A11 M0200-P S32

$K_{si}=50$ ;	Ganho do transdutor [V/m]
---------------	---------------------------

### Parâmetros da Válvula Bosch - 0 811 404 601

$U_n=10$ ;	Tensão nominal [V]
$Q_n=12$ ;	Vazão nominal [lpm]
$wn=60*2*PI$ ;	Frequência natural [rad/s]
$E=0.7$ ;	Razão de amortecimento
$Q_{in}=300e-6$ ;	Vazamento interno [m <sup>3</sup> /min]
$P_{qin}=100e5$ ;	$\Delta P$ nominal do vazamento interno [Pa]
$V_{av}=2.36e-5$ ;	Volume da válvula [m <sup>3</sup> ] – Via A
$V_{bv}=2.36e-5$ ;	Volume da válvula [m <sup>3</sup> ] – Via B

### Parâmetros da Válvula Bosch Rexroth– 4WREE 6 E1-08-22

$U_n=10$ ;	Tensão nominal [V]
$Q_n=8$ ;	Vazão nominal [lpm]
$wn=70*2*PI$ ;	Frequência natural [rad/s]
$E=0.8$ ;	Razão de amortecimento da válvula
$Q_{in}=500e-6$ ;	Vazamento interno [m <sup>3</sup> /min]
$P_{qin}=100e5$ ;	$\Delta P$ nominal do vazamento interno [Pa]
$V_{av}=2.65e-5$ ;	Volume da válvula [m <sup>3</sup> ] – Via A
$V_{bv}=2.65e-5$ ;	Volume da válvula [m <sup>3</sup> ] – Via B

### Parâmetros das molas

$K_x=0$ ;	Sem utilização de mola
$K_x=2618.4$ ;	Constante da mola 1 [N/m]
$K_x=5982.1$ ;	Constante da mola 2 [N/m]
$K_x=16083$ ;	Constante da mola 3 [N/m]
$PreCarga=K_x*0$ ;	Pré-Carga [N]

**Parâmetros de Perda de Carga no Sistema**

Cl<sub>s</sub>=1.4e-10; Coeficiente de perda de carga na via de suprimento [m<sup>5</sup>/N\*s]  
 Cl<sub>r</sub>=1.8e-10; Coeficiente de perda de carga na via de retorno [m<sup>5</sup>/N\*s]

Vias A e B

Cl=1.5e-10; Coeficiente de perda de carga com mangueira [m<sup>5</sup>/N\*s]  
 Cl=5.38e-10 Coeficiente de perda de carga com duto de 1,75 metros [m<sup>5</sup>/N\*s]  
 Cl=4.48e-10 Coeficiente de perda de carga com duto de 2,50 metros [m<sup>5</sup>/N\*s]  
 Cl=1.73e-10 Coeficiente de perda de carga com duto de 4,50 metros [m<sup>5</sup>/N\*s]

**Parâmetros do Cilindro Hidráulico Rexroth – CGT3 MS2 25/18 200**

De=0.025; Diâmetro do êmbolo [m]  
 Dh=0.018; Diâmetro da haste [m]  
 L=0.2; Curso total da haste do cilindro [m]  
 Mc=1.5+L\*6.8; Massa do cilindro (êmbolo + haste) [kg]  
 A=(De/2)<sup>2</sup>-(Dh/2)<sup>2</sup>\*PI; Área da seção transversal (m<sup>2</sup>)  
 Aa=(De/2)<sup>2</sup>-(Dh/2)<sup>2</sup>\*pi; Área da seção transversal da câmara A [m<sup>2</sup>]  
 Ab=(De/2)<sup>2</sup>-(Dh/2)<sup>2</sup>\*pi; Área da seção transversal da câmara B [m<sup>2</sup>]  
 Vt=A\*L; Volume total das câmaras [m<sup>3</sup>]  
 Va0=Aa\*L\*0.1; Volume inicial câmara A [m<sup>3</sup>]  
 Vb0=Ab\*L\*0.9; Volume inicial câmara B [m<sup>3</sup>]

**Parâmetros das Vias A e B**

Dda=0.0064; Diâmetro interno da tubulação (mangueira) [m<sup>2</sup>] – Via A  
 Aain=(pi\*Dda<sup>2</sup>)/4; Área interna da tubulação [m<sup>2</sup>] – Via A  
 La=2; Comprimento da tubulação [m] – Via A  
 Vain=Aain\*La; Volume interno da tubulação [m<sup>3</sup>] – Via A

Ddb=0.002; Diâmetro interno da tubulação (duto) [m<sup>2</sup>] – Via B  
 Abin=(Pi\*Ddb<sup>2</sup>)/4; Área interna da tubulação [m<sup>2</sup>] – Via B  
 Lb=1.75; Comprimento da tubulação [m] – Via B  
 Vbin=Abin\*Lb; Volume interno da tubulação [m<sup>3</sup>] – Via B

Ma=349.73; Massa Acoplada à Haste do Cilindro [Kg]  
 Mt=Mc+Ma; Massa do Cilindro + Massa Acoplada [Kg]  
 Cin=0; Vazamento Interno do Cilindro [m<sup>5</sup>/s\*N]

**Parâmetros para o modelo não-linear de coeficiente de atrito viscoso – Cilindro Simétrico**

*Coefficientes do polinômio de 6ª ordem referente ao comportamento da força de atrito para valores de velocidade maiores que dxlimp*

Polyp=[0.4040e4 -1.5314e4 2.2225e4 -1.5405e4 0.5502e4 -0.0647e4 0.0083e4];

*Coefficientes do polinômio de 6ª ordem referente ao comportamento da força de atrito para valores de velocidade maiores que dxlimn em módulo*

Polyn=[-0.4083e4 -1.5245e4 -2.2067e4 -1.5466e4 -0.5594e4 -0.0664e4 -0.0087e4];

Fsp=101.65; Força de atrito estático no sentido positivo [N]  
 Fsn=-99.29; Força de atrito estático no sentido negativo [N]  
 dxlimp=0.0035; Velocidade limite no sentido positivo [m/s]  
 dxlimn=-0.0035; Velocidade limite no sentido negativo [m/s]  
 dx0p=0.0033; Velocidade de *stick* no sentido positivo [m/s]  
 dx0n=-0.0033; Velocidade de *stick* no sentido negativo [m/s]



**Parâmetros para o modelo não-linear de coeficiente de atrito viscoso – Cilindro Assimétrico**

*Coefficientes do polinômio de 2ª ordem referente ao comportamento da força de atrito para valores de velocidade maiores que dxlimp*

Polyp=[ 9.3322e3 -1.2358e3 0.1498e3];

*Coefficientes do polinômio de 2ª ordem referente ao comportamento da força de atrito para valores de velocidade maiores que dxlimn em módulo*

Polyn=[ -1.058e4 -0.1668e4 -0.0233e4];

Fsp=296.351;

Força de atrito estático no sentido positivo [N]

Fsn=-232.639;

Força de atrito estático no sentido negativo [N]

dxlimp=0.00432;

Velocidade limite no sentido positivo [m/s]

dxlimn=-0.00185;

Velocidade limite no sentido negativo [m/s]

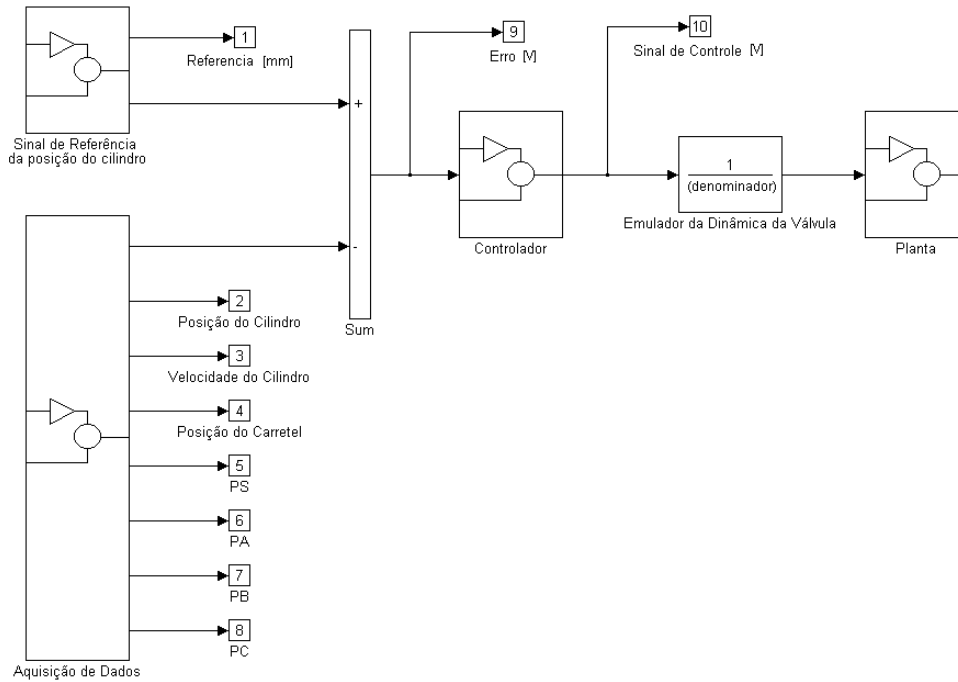
dx0p=0.00410;

Velocidade de *stick* no sentido positivo [m/s]

dx0n=-0.00176;

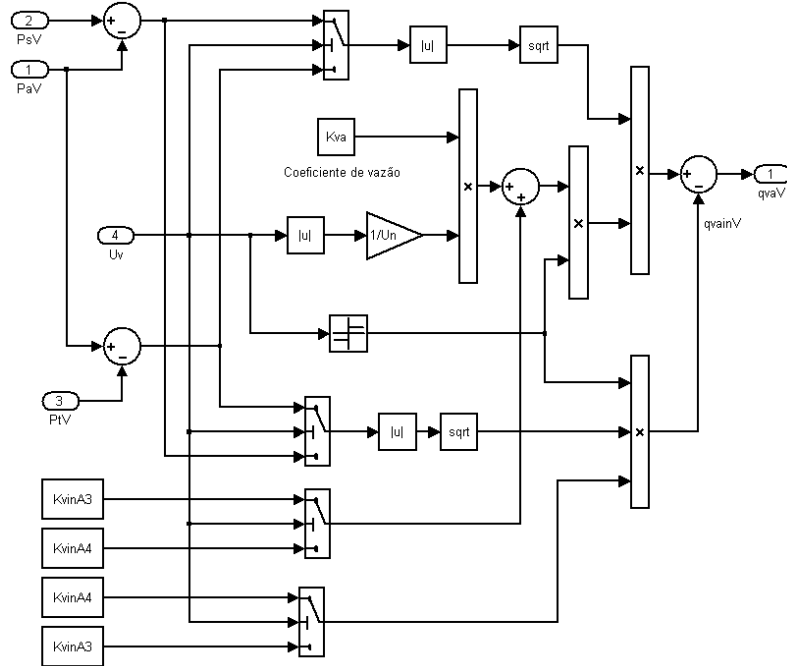
Velocidade de *stick* no sentido negativo [m/s]

## APÊNDICE B – DIAGRAMA DE BLOCOS DA MALHA DE CONTROLE

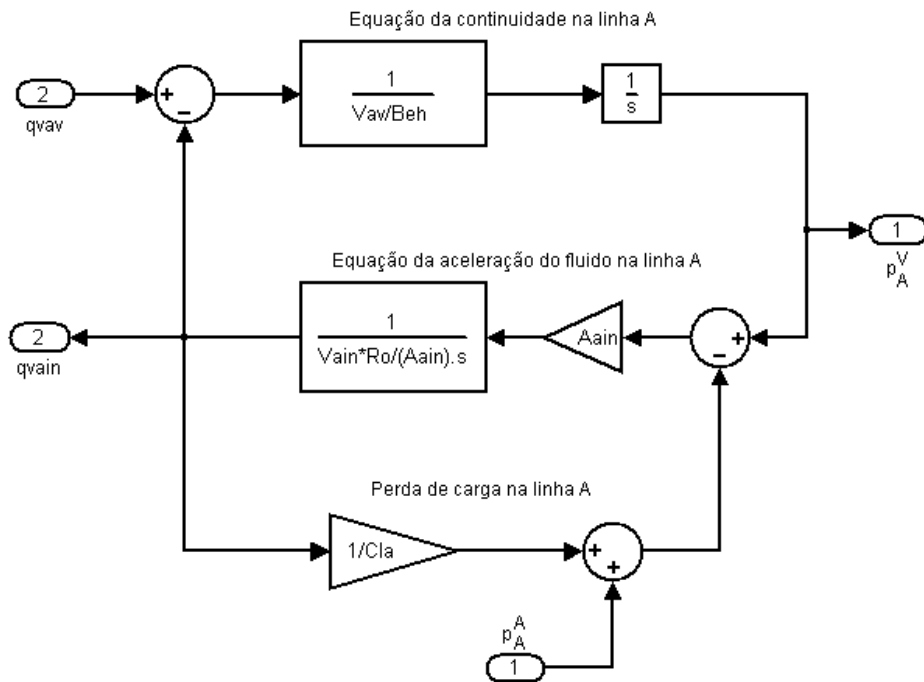


## APÊNDICE C – DIAGRAMA DE BLOCOS DE SIMULAÇÃO NO SIMULINK

C.1 – Diagrama de blocos da equação da vazão na linha A

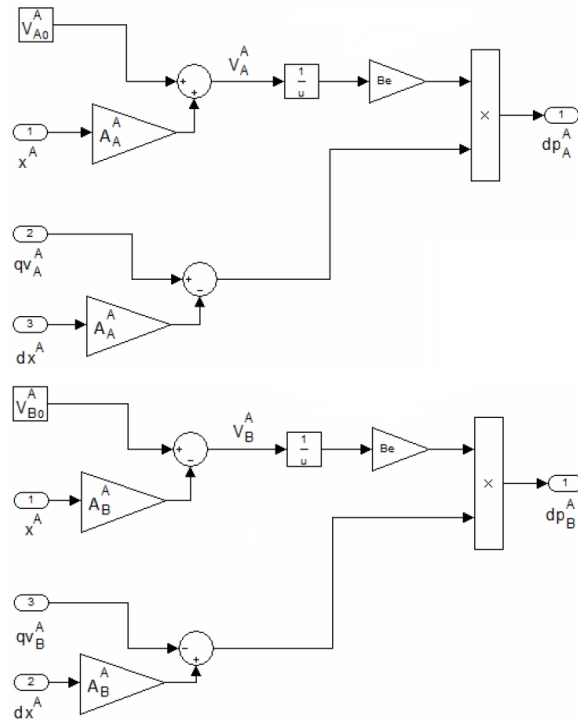


## C.2 – Diagrama de blocos da linha de transmissão da via A

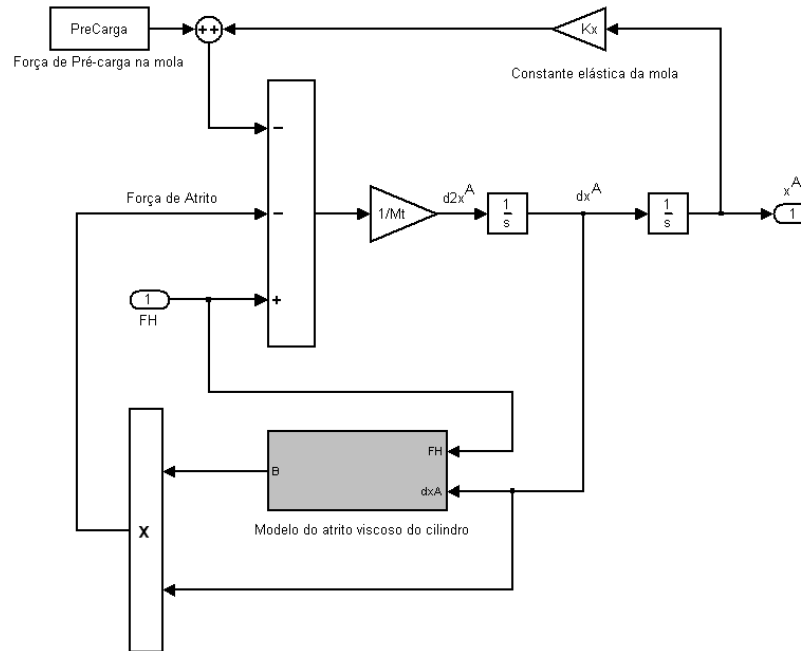




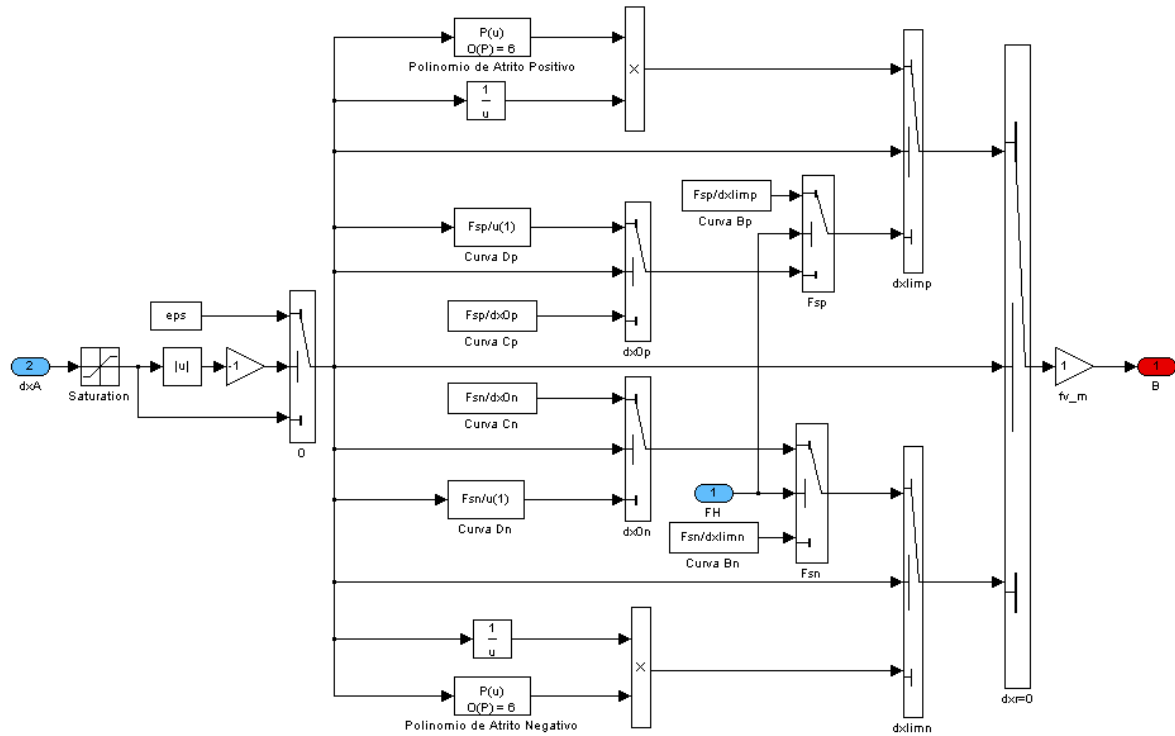
## C.4 – Diagrama de blocos da equação da continuidade das câmaras A e B



### C.5 – Diagrama de blocos da equação do movimento do cilindro



## C.6 – Diagrama de blocos do modelo de atrito no cilindro

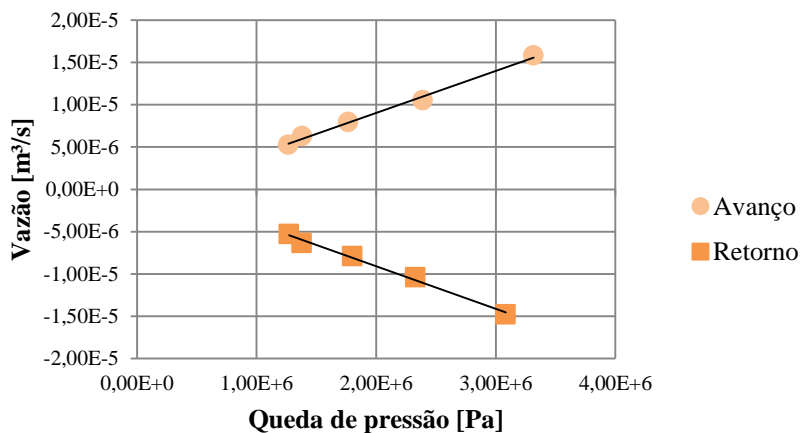




## APÊNDICE D – COEFICIENTE DE PERDA DE CARGA EXPERIMENTAL

D.1 – Duto de comprimento igual a 2,5 metros

Avanço			Retorno		
$v$ [m/s]	$\Delta p$ [Pa]	$Cl$ [m <sup>3</sup> /Pa·s]	$v$ [m/s]	$\Delta p$ [Pa]	$Cl$ [m <sup>3</sup> /Pa·s]
0.067	3.316E+06	4.765E-12	-0.062	3.083E+06	-4.795E-12
0.044	2.390E+06	4.402E-12	-0.044	2.329E+06	-4.460E-12
0.033	1.767E+06	4.488E-12	-0.033	1.799E+06	-4.400E-12
0.027	1.381E+06	4.555E-12	-0.027	1.377E+06	-4.615E-12
0.022	1.27E+06	4.145E-12	-0.022	1.27E+06	-4.152E-12



## D.2 – Duto de comprimento igual a 4,5 metros

Avanço			Retorno		
$v$ [m/s]	$\Delta p$ [Pa]	$Cl$ [m <sup>3</sup> /Pa · s]	$v$ [m/s]	$\Delta p$ [Pa]	$Cl$ [m <sup>3</sup> /Pa · s]
0.061	9.784E+06	1.468E-12	-0.034	4.609E+06	-1.734E-12
0.044	6.255E+06	1.673E-12	-0.034	4.424E+06	-1.800E-12
0.033	4.431E+06	1.786E-12	-0.031	4.091E+06	-1.776E-12
0.027	3.536E+06	1.791E-12	-0.026	3.539E+06	-1.756E-12
0.022	2.96E+06	1.778E-12	-0.022	3.00E+06	-1.756E-12

