



## ESTUDO DOS PARÂMETROS OPERACIONAIS DE UM SERVO ATUADOR HIDRÁULICO S1 UTILIZADO EM USINA TERMOELÉTRICA A CARVÃO: ESTUDO DE CASO

Rafael Rodrigo de Oliveira Vieira<sup>1</sup>

Franco Wronski Comeli<sup>2</sup>

Lucas Claudino<sup>3</sup>

**Resumo:** Um servo atuador hidráulico é um equipamento utilizado para controles precisos no deslocamento devido possuir um número infinito de posições da válvula direcional, com uma retroalimentação puramente mecânica. No estudo proposto o mesmo é responsável pelo controle de abertura das válvulas que admitem o fluxo de vapor em uma turbina para geração termoelétrica a carvão, isto é, através do comando de conversor eletro hidráulico, o mesmo transforma a energia hidráulica em movimento linear. O controle de vazão através de orifício de área fixa é amplamente utilizado por razões econômicas e facilidade de manutenção e montagem. Para um orifício de tubo curto, o seu coeficiente de descarga é dependente de sua geometria e do número de Reynolds. Para o estudo da influência desses parâmetros sobre o equipamento, analisou-se através de uma bancada de teste hidráulicos, qual aproximou-se as mesmas características de funcionamento do equipamento em campo. Para validação dos resultados obtidos na bancada de testes, realizou-se a modelagem do servo atuador através do software *AMESim STUDENT VERSION*. Verificou-se que a utilização do orifício com diâmetro de 1 mm o equipamento apresenta um maior rendimento volumétrico, porém uma resposta mais lenta, os demais orifícios mesmo com um rendimento volumétrico menor, proporcionou melhores resultados, se destacando o orifício de 2mm, no qual origina uma vazão 2 vezes menor em relação ao orifício de 3 mm, obteve resultados praticamente idênticos em rendimento, resposta e linearidade.

**Palavras-chave:** Servo Atuador Hidráulico. Controle de Vazão. Orifícios de Área Fixa. Turboalternador.

### 1 INTRODUÇÃO

Um turbo gerador encontra-se em estado normal de operação quando se mantém constantes a sua rotação, geração ativa e conseqüentemente a frequência de geração. O equipamento somente opera neste estado, quando as condições de

---

<sup>1</sup> Graduado em Engenharia Mecânica, Faculdade Satc. E-mail: [rafael.vieira@engie.com](mailto:rafael.vieira@engie.com)

<sup>2</sup> Engie Brasil Energia. E-mail: [franco.comeli@engie.com](mailto:franco.comeli@engie.com)

<sup>3</sup> Engia Brasil Energia. E-mail: [lucasclaudino@engie.com](mailto:lucasclaudino@engie.com)



vapor estáveis são atendidas por meio do controle da vazão de vapor admitida na máquina. Esta função é executada automaticamente pelas válvulas de controle de vapor (parcializadoras), no qual são comandadas por um sistema de controle, denominado governador, onde realiza uma ação de controle relacionado ao desvio da referência desejada.

Nos turbo geradores mais antigos, este controle era realizado por sistemas essencialmente mecânicos, como o regulador centrífugo de velocidade (regulador de Watt), conhecido como governadores. Hoje no controle de velocidade de turbinas mais modernas utiliza-se gerenciadores eletrônicos, por exemplo o Atlas II da empresa Woodward que foi utilizado no *retrofit* da turbina 4 do CTJL – Complexo Termelétrico Jorge Lacerda – UTLA, com potência instalada de 66 MW, local onde foi realizado este estudo.

No projeto original de automação se estaria aproveitando o relê hidráulico original da máquina denominado S1, contudo nos testes operacionais realizados anteriormente a automação, notou-se uma falta da retroalimentação mecânica que era proporcionada pelo antigo regulador de Watt, implicando em uma instabilidade, falta de comando e de precisão no controle.

Por esta razão foi desenvolvido e confeccionado na oficina mecânica do CTJL um servo atuador hidráulico com base no servo atuador das válvulas parcializadoras das turbinas fabricadas pela empresa AEG do Complexo Termoelétrico Charqueadas - UTCH. Este servo atuador hidráulico, como demonstra a Fig. 1, contém internamente uma retroalimentação hidráulica de posição. De acordo com a Fig. 2, seu comando é indireto, ou seja, o controlador eletro-hidráulico de regulagem de pressão CPC (*Current Pressure Control*) utiliza um sensor de pressão interno muito preciso e um controlador PID (*Proportional Integral Derivativo*), que serve para controlar o movimento do êmbolo de comando, que por sua vez posiciona o êmbolo de força e que efetivamente moverá a alavanca de comando do cilindro hidráulico principal das válvulas parcializadoras.

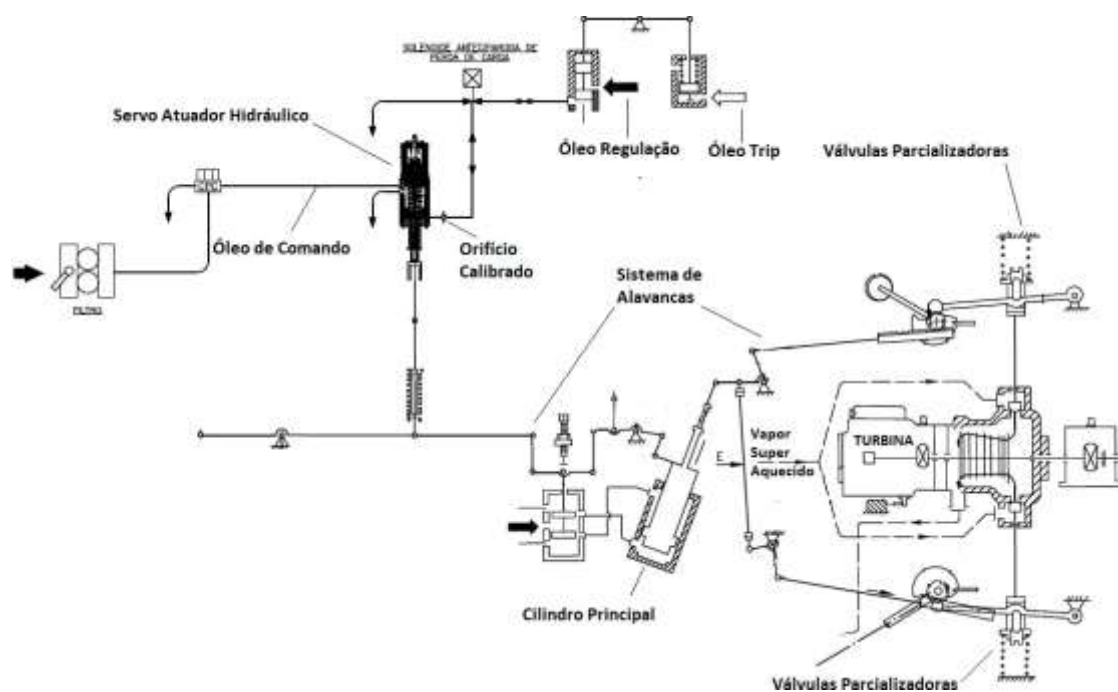
Por motivo dessa alteração no projeto inicial, no qual utilizaria o relê original do equipamento e cronograma de manutenção exíguo, não houve tempo hábil para obter os parâmetros operacionais desse servo atuador hidráulico, conseqüentemente, o funcionamento inadequado deste equipamento pode implicar na falta de controle do turbo gerador e na confiabilidade da unidade geradora de energia elétrica.

Figura 1: Instalação Servo Atuador Hidráulico



Fonte: Do Autor (2016)

Figura 2: Circuito Hidráulico Regulador de Velocidade Turbina 4 – UTLA



Fonte: Do Autor (2016)

Este estudo tem como objetivo elaborar as curvas operacionais do servo atuador hidráulico S1 (nome denominado no sistema hidráulico do turbo gerador) através de uma bancada de testes hidráulicos e assim compreender a influência da: pressão, vazão e carga sobre seu movimento linear do servo atuador hidráulico, onde se demonstrará a melhor configuração para os determinados valores citados,

permitindo operação e controle da turbina com maior confiabilidade, precisão e estabilidade, no controle da geração termoelétrica.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

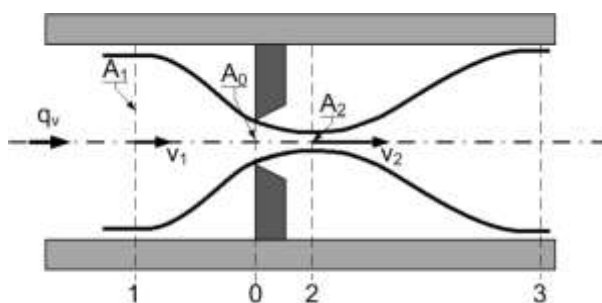
Esse capítulo tem a finalidade de apresentar de forma sucinta as informações relevantes para responder os resultados e para realização dos ensaios. Os tópicos abordados incluem o servo atuador hidráulico, seu funcionamento, vazão e orifícios de área fixa tipo tubo curto.

### 2.1 CONTROLE DE VAZÃO

Conforme Fialho (2007), define-se vazão o volume de um fluido descarregado pela bomba por unidade de tempo, ou ainda o produto entre a velocidade com que o fluido se desloca em uma tubulação e a seção transversal desta, onde a mesma pode ser controlada, variando a seção transversal em um ponto da tubulação que o alimenta, como apresenta a Fig.3.

Princípio desenvolvido por Daniel Bernoulli (Fig. 3) que, segundo Ferronato (2011), *apud* Fox e McDonald (1995), consolida a tese de que um fluido ideal tem sua energia conservada ao longo de todo o seu percurso quando escoar no interior de um conduto fechado. Esta conservação de energia é representada pela Eq. (1), tendo como restrições de modelagem as condições de fluido incompressível, ausência de atrito, escoamento ao longo de uma linha de corrente e escoamento em regime permanente.

Figura 3: Escoamento em orifício



Fonte: Linsingen (2013)



$$\frac{v^2}{2} + g.z + \frac{p}{\rho} = \text{constante [J/Kg]} \quad (1)$$

Onde:

$v^2/2$  [J/kg] = densidade de energia cinética

$g.z$  [J/kg] = densidade de energia potencial

$p/\rho$  [J/kg] = densidade de energia de pressão

Linsingen (2013) deduz que se tratando de fluidos reais (viscosos), o atrito faz com que o jato seja levemente inferior à estabelecida pela equação de Bernoulli e com a combinação dos coeficientes de contração e velocidade conduz ao chamado coeficiente de descarga  $C_d$ . Dessa forma, a equação da vazão, estabelece a dependência da vazão em função da área do orifício e da queda de pressão, dada pela Eq. (2).

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

Onde:

$Q$  [m<sup>3</sup>/s] = Vazão

$C_d$  [adm.] = Coeficiente de descarga  $A_0$  [m<sup>2</sup>] = Área da restrição

$\Delta p$  [MPa] = Diferencial de pressão entre antes e depois do orifício  $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] = Massa específica do fluido

## 2.2 ESCOAMENTO DE ORIFÍCIO DE TUBO CURTO

Conforme Merrit (1968), os orifícios afiados são desejáveis para suas características previsíveis e insensibilidade às mudanças de temperatura. Por razões econômicas, os orifícios de tubos curtos são amplamente utilizados, especialmente como restritores fixos nas passagens de fluxo. Como o fluido escoar através de um tubo curto, o mesmo é submetido a perdas de fricção, na entrada e na saída, com isso são dependentes da viscosidade. O coeficiente de descarga de um orifício de tubo



curto depende do número Reynolds e da geometria do orifício. Os coeficientes de descarga para os orifícios longos afiados obedecem a relação entre o comprimento do orifício e seu diâmetro, onde os mesmos devem apresentar a relação do comprimento relativo  $2 < l/d < 10$ , relação do diâmetro do orifício ao do tubo, ser menor que 0,3 e o número de Reynolds local compreendido entre 10 e  $10^4$ , conforme apresenta Linsingen (2013) *apud* Miller (1978). O coeficiente de descarga ( $C_d$ ) é dependente do número Reynolds ( $Re$ ), conforme Eq. (3) e Fig.4, são baseados na velocidade média no orifício.

$$Re = \frac{\rho \cdot D \cdot \vartheta}{\mu} \quad (3)$$

Onde:

$\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] = Massa específica do fluido D [m] = Diâmetro do orifício

$\vartheta$  [m/s] = Velocidade do fluido

$\mu$  [Pa.s] = Viscosidade dinâmica.

Como descreve Merrit (1968), um coeficiente de descarga médio para tais orifícios de tubo curto pode ser obtido conforme a Eq. (4) e gerando um gráfico como demonstra a Fig. (4).

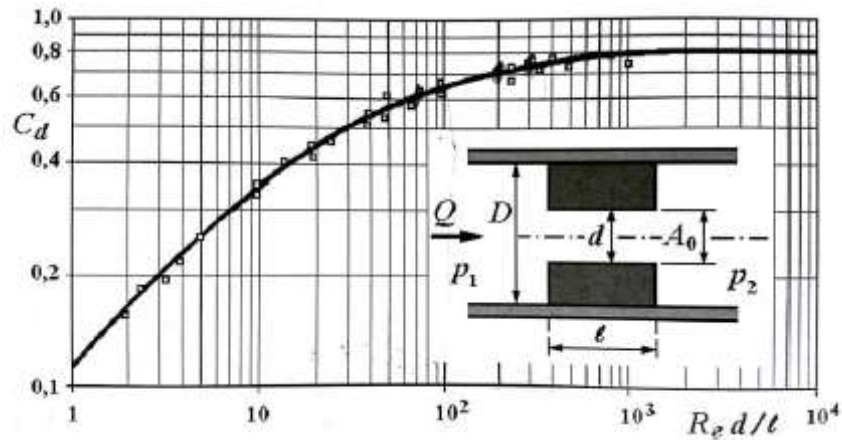
$$C_d = \left[ 1,5 + 13,74 \left( \sqrt{\frac{L}{D \cdot Re}} \right) \right]^{-\frac{1}{2}} \quad (4)$$

Onde:

L [m] = Comprimento do orifício D [m] = Diâmetro do orifício=

Re [adm.] = Numero de Reynolds.

Figura 4: Coeficiente de descarga para orifício tipo tubo curto

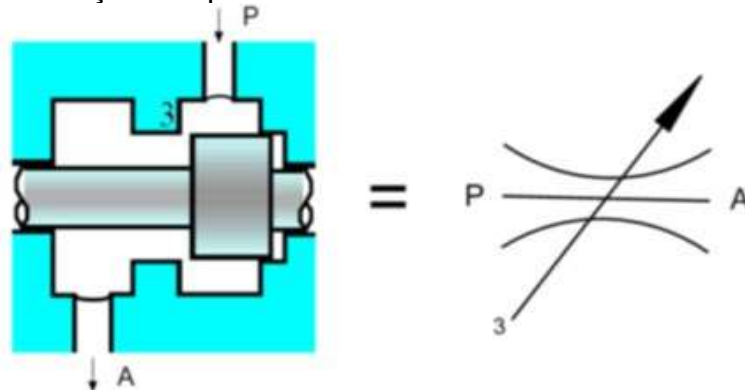


Fonte: Linsingem (2013)

### 2.3 ESCOAMENTO EM CARRETEL DESLIZANTE

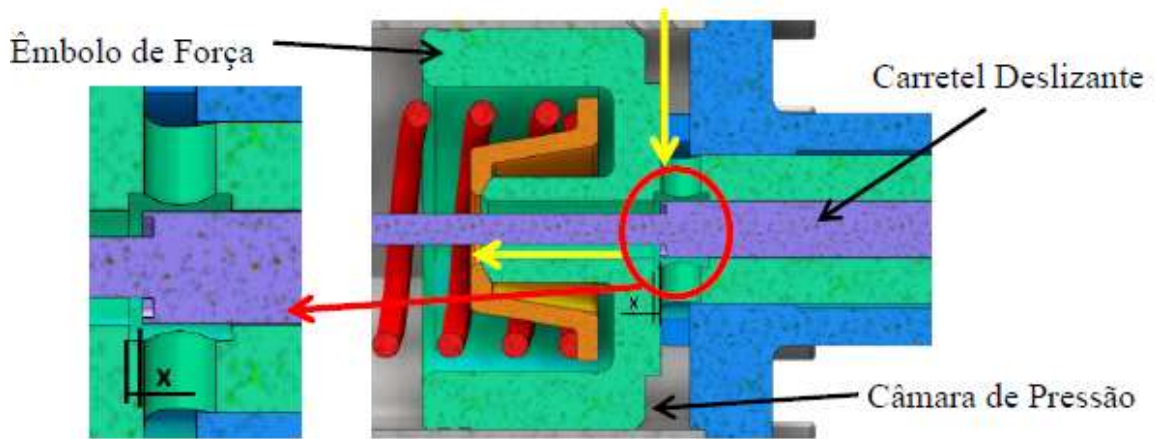
Conforme a configuração do servo atuador a ser estudado, o controle de vazão da câmara do cilindro de força se dá através de um carretel deslizante, no qual podemos considerar como uma válvula de duas vias, como demonstra a Fig. 5.

Figura 5: Representação Simplificada de uma Válvula de duas vias



Fonte: Ferronato (2011)

Figura 6: Detalhe Orifício de Controle Servo Atuador Hidráulico



Fonte: Do Autor (2016).

Conforme Ferronato (2011) há dois estados possíveis com relação à interação entre camisa e carretel no que tange a região do orifício de controle. As regiões sem sobreposição entre a camisa e o carretel originam-se os orifícios de canto vivo, já as regiões onde os mesmos trabalham recobertos apresenta um orifício de forma anular.

Para efeito matemático da área, a variação da geometria dos orifícios altera diretamente o cálculo do coeficiente de descarga ( $C_d$ ), mas conforme Rabie (2009), considerar o carretel de canto vivo como restritor afiado, utilizar coeficiente de descarga com valor 0,611 é totalmente aceitável.

Como demonstra as Fig. 5, a área de restrição ao escoamento em P para A é a superfície radial, onde “x” é o deslocamento do carretel em relação à camisa, como demonstra a Eq. (5).

$$A_0 = (\pi \cdot d) \cdot x \quad (5)$$

Onde:

$A_0$  [m<sup>2</sup>] = Área de restrição ao escoamento

$d$  [m] = Diâmetro carretel

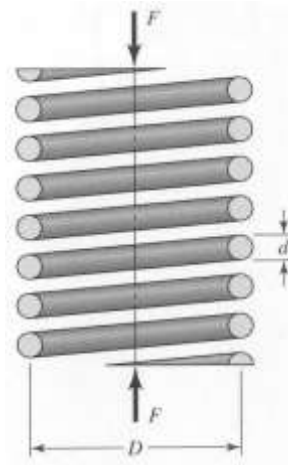
$x$  [m] = Distância de abertura do carretel



## 2.4 COEFICIENTE DE RIGIDEZ MOLA HELICOIDAL

Pode-se definir mola com sendo um único elemento ou uma associação de elementos capaz de assumir notáveis deformações elásticas quando submetida a forças ou momentos, em condições de armazenar energia potencial elástica, Fig. 7. Na construção de máquinas empregam-se, principalmente, molas helicoidais de arame de aço. Estas, em geral, são de baixo preço, de dimensionamento e montagem fáceis e podem ser aplicadas em forças de tração e compressão (ARCANJO, 2008).

Figura 7: Mola Helicoidal de Compressão carregada axialmente



Fonte: Shigley (1984)

Uma mola é dita linear quando as deformações sofridas são diretamente proporcionais à força ou carga a que ela é submetida, neste caso ela obedece a Lei de Hooke, pela Eq. (6), (Aranha, 2016).

$$F_{el} = -k \cdot \Delta x \quad (6)$$

Onde:

$F_{el}$  [N] = Força elástica da mola  $k$  [N/m] = Coeficiente de rigidez

$\Delta x$  [m] = Variação do comprimento.

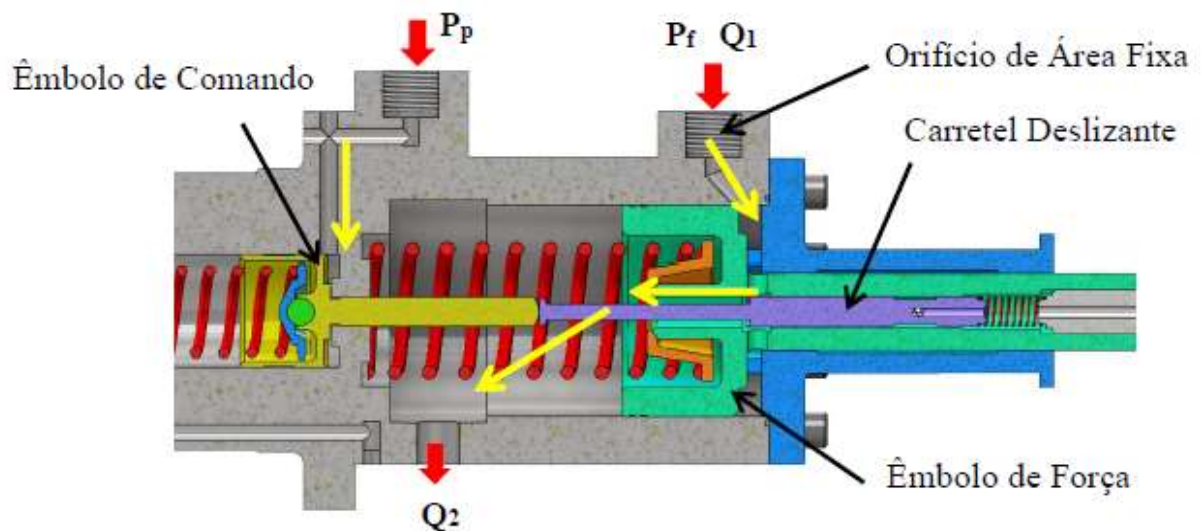
## 2.5 SERVO ATUADORES HIDRÁULICOS

Servo atuadores hidráulicos (*HSA – Hydraulic Servo Actuators*) são usados para controlar com precisão o deslocamento em uma ampla gama de equipamentos.

Geralmente, um servo atuador hidráulico, consiste em um atuador hidráulico controlado por uma válvula de controle direcional de um número infinito de posições e equipado com um dispositivo de realimentação, (Rabie, 2009).

Conforme Merritt (1967), os servos hidromecânicos, como o nome indica, não possuem elementos eletrônicos no circuito. Estes servos são usados quase exclusivamente para controle de posição. Uma servo válvula do tipo carretel aciona o fluido para um pistão ou eixo de rotação cujo movimento é reenviado através de algum arranjo mecânico para acionar a servo válvula e fechar o circuito.

Figura 8: Servo atuador hidráulico



Fonte: Do Autor (2016)

De uma maneira resumida, pode-se descrever o funcionamento do sistema da Fig. 8 da seguinte forma: uma bomba hidráulica fornece o fluido a uma pressão de suprimento  $P_f$  e vazão  $Q_1$ , onde escoam através do orifício de área fixa e quando o carretel da válvula é movimentado através do êmbolo de comando, no qual é movimentado por uma pressão piloto  $P_p$  proveniente do conversor eletro hidráulico. Ao movimentar o carretel (valor "x", Fig.6), o mesmo restringe o escoamento de óleo  $Q_2$ , conseqüentemente o aumento de pressão na câmara do cilindro de força. Com o aumento da força hidráulica maior do que a oposta (força elástica da mola) conforme demonstra a Eq. (7), o mesmo se desloca até reencontrar com o carretel e retornando ter a vazão de escoamento  $Q_2$  e permanecendo em equilíbrio a força hidráulica com



a força da mola.

$$k \cdot x = P_f \cdot A_p \cdot \eta \quad (7)$$

Onde:

k [N/m] = Coeficiente de rigidez

x [m] = Deslocamento do êmbolo de Força Pf [bar] = Pressão de força

Ap [m<sup>2</sup>] = Área do êmbolo de força η [%] = rendimento do atuador

Segundo Rabie (2009), a Fig. 5 representa o cilíndrico hidráulico controlado por uma válvula (nesse caso 2 vias) e com a união das equações Eq. (2) e Eq. (5), obtém-se a taxa de fluxo através das restrições do carretel conforme a Eq. (8).

$$Q = C_d \cdot (\pi \cdot d) \cdot x \sqrt{\frac{2(P_s - P_{at})}{\rho}} \quad (8)$$

Onde:

Q [m<sup>3</sup>/s] = Vazão

Cd [adm.] = Coeficiente de descarga d [m] = Diâmetro carretel

x [m] = Distância de abertura do carretel Ps [bar] = Pressão de Suprimento

Pat [bar] = Pressão atmosférica

ρ [kg/m<sup>3</sup>] = Massa específica do fluido

### 3 PROCEDIMENTO METODOLÓGICO

Nesta seção, serão abordados os materiais envolvidos nos experimentos bem como uma descrição dos equipamentos utilizados e procedimentos adotados. Os ensaios hidráulicos, foram realizados no container de ensaios hidráulicos da Equipe de Manutenção de Turbinas do Complexo Jorge Lacerda (CTJL -MAN-M-TUR), onde o mesmo contém uma bancada de testes e acessórios.

Através do diâmetro do êmbolo de força e rigidez da mola, calculou-se os valores de pressão de início e curso máximo de abertura e simulado no *software AMESim Student Version* esses valores em um atuador de características

semelhantes.

### 3.1 BANCADA DE ENSAIOS

Para maior confiabilidade nos resultados configurou-se o sistema hidráulico, no qual repete-se a configuração do equipamento montado em campo, como apresentado nas Fig. 9 e 10 além da Tab. 1.

Figura 9: Esquema Hidráulico do Ensaio

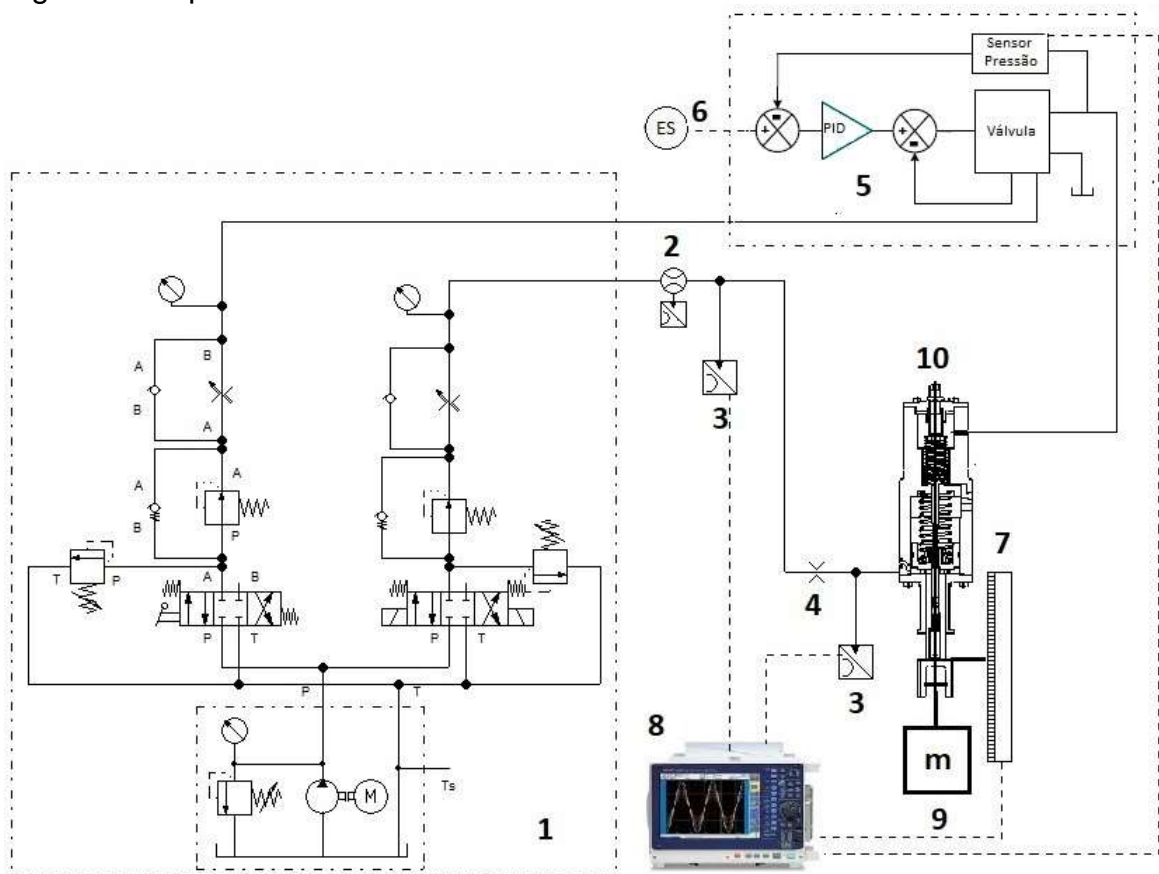
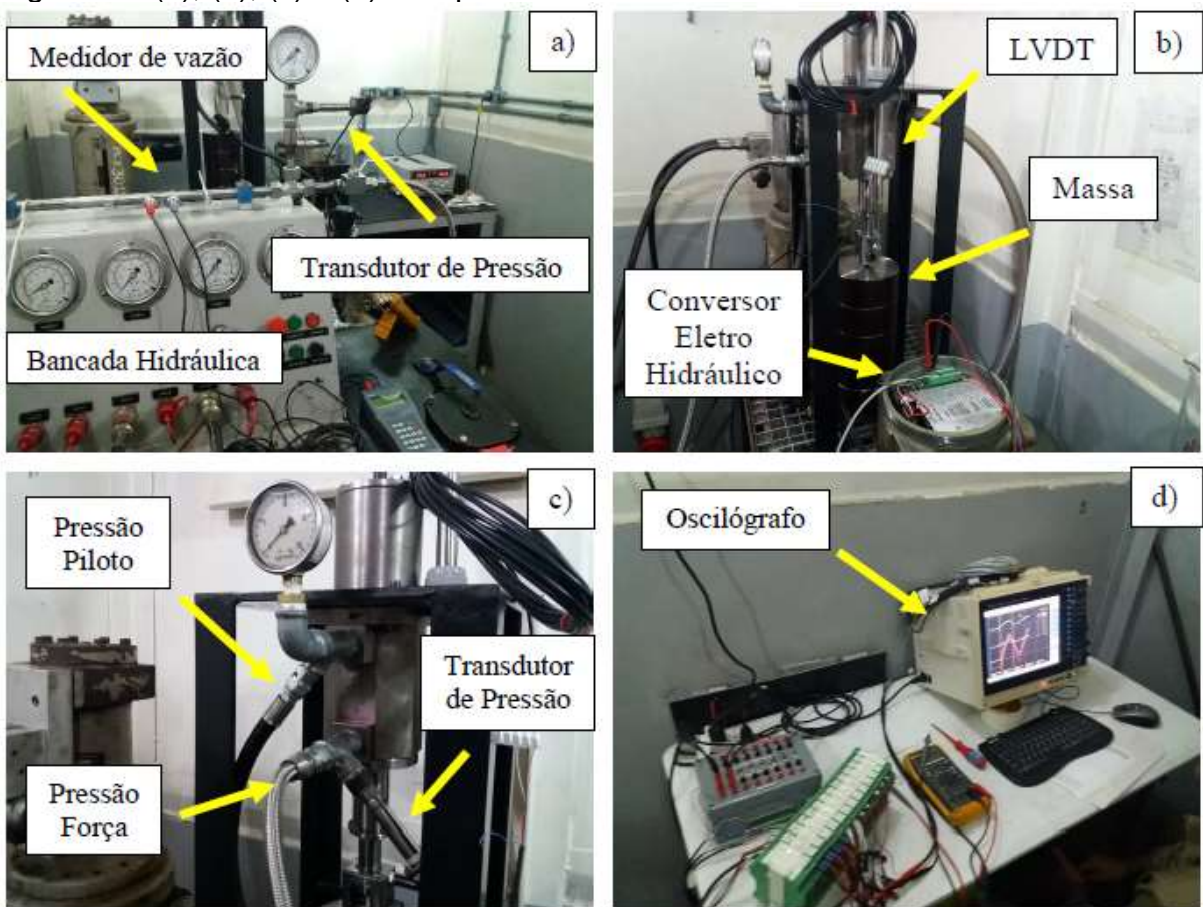


Tabela 1: Componentes do Ensaio

Item	Descrição	Modelo	Fabricante
1	Bancada de testes Hidráulicos	1001001001	Tecdráulica
2	Medidor de vazão ultrassônico	UFM170	UFM
3	Transmissor de pressão	ST-18	Acros
4	Orifício área fixa	-	-
5	Conversor de corrente para pressão	CPC-II	Woodward
6	Fonte de corrente		Fluke
7	LVDT	LVDTAMLIEI+100	Applied Measurements
8	Oscilógrafo	8861-50	Hioki
9	Massa 50 kg	-	-
10	Servo Atuador hidráulico	-	-

Figura 10: (a), (b), (c) e (d) Componentes do Circuito Hidráulico



Como os turboalternadores mais antigos o sistema hidráulico de comando e lubrificação obtém-se da mesma origem, isso quer dizer, em partida do equipamento utiliza-se de uma bomba elétrica (denominada no sistema como bomba auxiliar), e com o turbo alternador em rotação nominal (3600 RPM), assume a bomba principal, a mesma montada na ponta rotor da turbina. Com essas particularidades há uma diferença de vazão entre os dois estágios de partida do turbo alternador, conseqüentemente apresenta uma variação de pressão no sistema hidráulico.

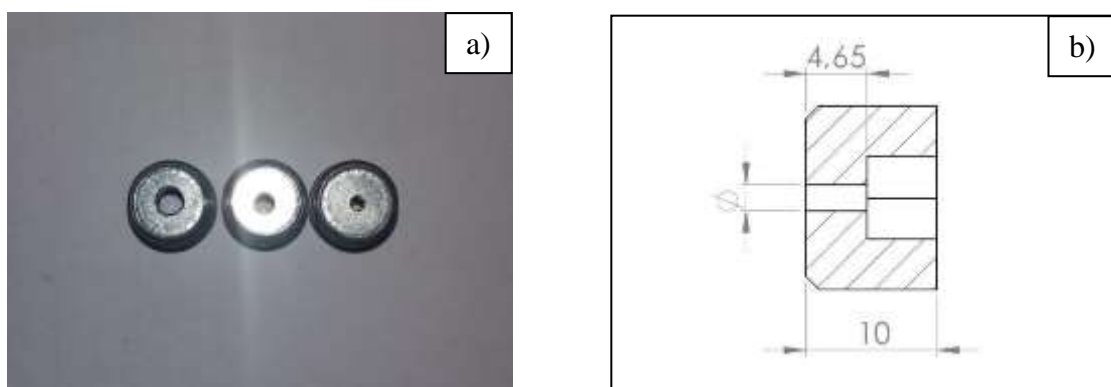
Com essas características definiu-se realizar os ensaios em bancada de testes com três variações de pressão hidráulica de suprimento com seguintes valores:

- 5 bar – Definir que um valor mínimo de pressão o servo atuador se mostra funcional;
- 10 bar – Valor de pressão em uma partida do turbo alternador;
- 15 bar – Valor aproximado de pressão hidráulica com o turbo alternador em rotação nominal.

### 3.2 MEDIÇÃO DE VAZÃO DOS ORIFÍCIOS E COEFICIENTE DE DESCARGA

Como definido nas referências, definiu-se o controle de vazão de através de orifícios. Conforme a Eq. (2), verificou-se com diâmetros maiores que 4 mm, apresenta vazões muito alta com as pressões definidas anteriormente, com isso, esse alto consumo poderia prejudicar o sistema hidráulico da turbina, conseqüentemente queda na pressão no sistema. Com essa limitação, determinou-se os seguintes diâmetros de orifício, nos quais se apresentam de 1, 2 e 3 mm, comprimento de 4,65 mm, Conforme Fig.11.

Figura 11: (a) Orifícios Utilizados (b) Representação Orifício



Conforme Merrit (1968), para determinação do coeficiente de descarga de



orifício, utiliza-se por meio experimental, no qual mediu-se as vazões em cada orifício com as pressões de suprimento pré-determinadas, como demonstra a Tab. 2.

A medição de vazão utilizou-se pelo método volumétrico, onde a vazão é definida quantidade em volume de fluido que atravessa uma dada seção do escoamento por unidade de tempo (Ignacio 2009), dada por Eq. (9).

$$Q = \frac{V}{t} \quad (9)$$

Onde:

Q [m<sup>3</sup>/s] = Vazão V [m<sup>3</sup>] = Volume t [s] = Tempo.

Com isso utilizou-se uma proveta graduada de 2000 ml e um cronômetro, com um tempo predeterminado (60 segundos), efetuou-se três leituras na escala graduada da proveta (Fig. 11), no qual obteve-se as vazões experimentais.

Figura 12: Proveta graduada 2000 ml

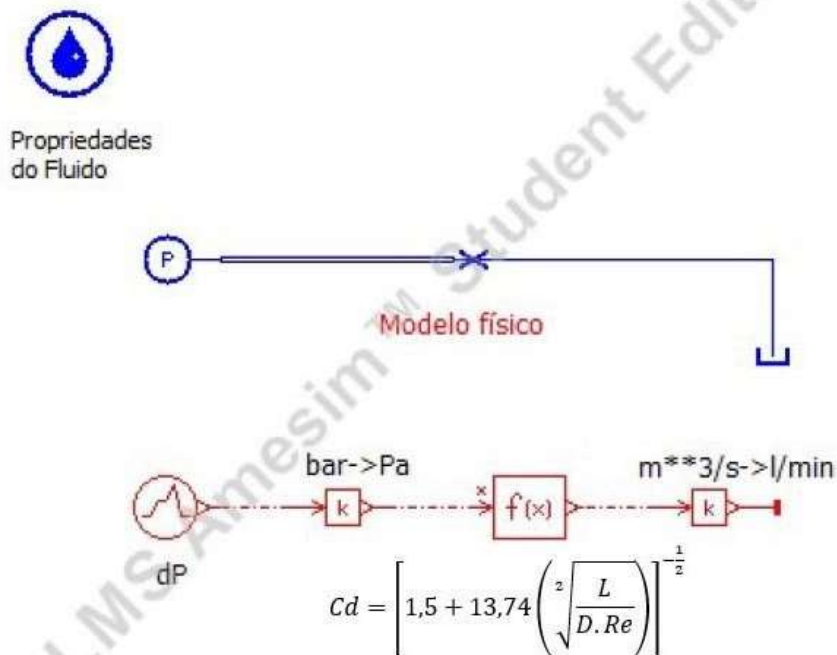


Para obtenção dos valores simulados utilizou-se a configuração de medição de vazão e coeficiente de descarga, existente na biblioteca do *software AMESim* como detalha a Fig. 13 e utilizando as configurações de orifícios descritos na Fig. 11.

A representação analítica do modelo físico apresenta um valor de pressão de entrada em bar, convertido em pascal (Pa), calculado com a equação de orifício de tubo curto, apresentando uma saída em m<sup>3</sup>/s, no qual converte em litros por minuto

(LPM).

Figura 13: Esquema Hidráulico para Simulação de Vazão



Para facilitar a compressão da quantidade de fluido no ensaio utilizará a escala de litros por minuto (LPM).

### 3.3 ENSAIO DE MOBILIDADE DO SERVO ATUADOR

O servo atuador é composto de dois êmbolos: êmbolo de comando, no qual a alimentação hidráulica do ensaio apresenta uma taxa de 0,208 bar/s numa faixa de pressão entre 1,00 a 5,00 bar, por onde é aplicada através de um conversor eletro hidráulico (*CPC – Current Pressure Control*) e o êmbolo de força, onde sua alimentação será através do orifício de área fixa determinada, conforme Fig. 9, onde ambos são de simples ação com retorno por mola.

Utilizando-se do circuito hidráulico descrito na Fig.9, realizaram-se os ensaios com as seguintes configurações de pressão e orifício, como demonstra a Tab.

3.

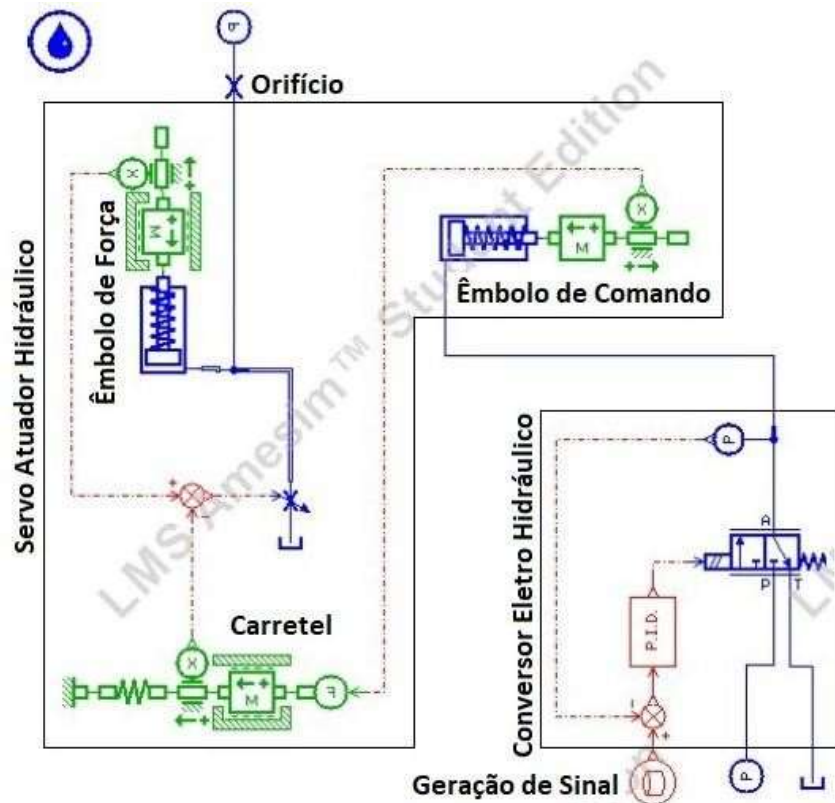


Tabela 3: Configurações dos Ensaio

Ensaio	Diâmetro Orifícios [mm]	Pressão de Suprimento [Bar]
1	1,00	5,00
2	1,00	10,00
3	1,00	15,00
4	2,00	5,00
5	2,00	10,00
6	2,00	15,00
7	3,00	5,00
8	3,00	10,00
9	3,00	15,00

Para a validação dos resultados experimentais realizou-se a simulação do servo atuador através do *software AMESim Student Version*, conforme a modelagem circuito hidráulico demonstrado na Fig. 14.

Figura 14: Sistema Hidráulico Modelado no *Software AMESim Student Version*



As condições operacionais serão conforme a Tab. 3, sendo que



modelagem segue os seguintes parâmetros: massa movimentada pelo atuador:  $m = 50$  kg, diâmetros de êmbolo de força:  $\varnothing_e = 76$  mm, haste:  $\varnothing_h = 28$  mm, resultando em uma área  $3,92E-3$  m<sup>2</sup> e um curso máximo do atuador:  $x = 47$  mm, constantes elásticas equivalentes da mola de compressão:  $K = 9417$  N/m e uma pré carga de 291,5 N, carretel com uma área máxima de drenagem de  $8,48E-5$  m<sup>2</sup>. Diâmetros de êmbolo de comando:  $\varnothing_e = 40$  mm, haste:  $\varnothing_h = 11$  mm, resultando em uma área  $1,16E-3$  m<sup>2</sup> e um curso máximo do atuador:  $x = 47$  mm, constantes elásticas equivalentes da mola de compressão:  $K = 7775$  N/m e uma pré carga de 150N, considerando um  $C_d$  de 0,611 para orifício variável do carretel. Para todas as simulações, considerou-se o reservatório despressurizado. Também foi considerado um fluido com as seguintes propriedades: massa específica:  $\rho = 876$  kg/m<sup>3</sup>, viscosidade dinâmica:  $\mu = 0,066$  Pa.s e módulo de compressibilidade:  $\beta_e = 17.000$  bar.

E o gerador de sinal irá variar a pressão de comando entre 1 a 5 bar em um ciclo de 40 segundos.

### 3.3.1 Linearidade

Em cada configuração serão efetuados cinco ciclos completos de movimento do servo atuador, no qual pretende-se verificar sua linearidade, considerando um atuador sem vazamentos internos, um fluido incompressível e a referência das equações descritas anteriormente, conforme Eq. (10).

$$M + k \cdot \frac{\partial x}{\partial t} = \frac{\partial P_f}{\partial t} \cdot A_p \cdot \eta \quad (10)$$

Com os valores experimentais coletados e a simulação da modelagem do circuito hidráulico, plotou-se em uma planilha do *EXCEL* e comparando-os com o coeficiente de determinação ( $R^2$ ) de quão lineares se apresentarão os valores.

### 3.3.2 Rendimento Volumétrico

Serão realizados o comando para quatro posições pré-definidas no curso servo atuador, onde em cada posição serão anotadas a leitura de vazão através do



medidor de vazão ultrassônico, confrontando com Eq. (11) e a simulação Fig. 14, no qual o atuador não apresentará vazões de fuga interna no seu êmbolo e com isso se definirá o rendimento volumétrico do servo atuador ( $\eta_v$ ), conforme Linsingen (2013).

$$\eta_v = 1 - \left( \frac{Q_f}{Q_c} \right) \quad (11)$$

Onde:

$\eta_v$  [%] = Rendimento volumétrico do atuador  $Q_f$  [m<sup>3</sup>/s] = Vazões de fugas do cilindro

$Q_c$  [m<sup>3</sup>/s] = Vazão de suprimento.

### 3.3.3 Estabilidade a Variações de Pressão no Sistema

Com o servo atuador em uma posição definida, verificou-se o seu comportamento em relação a variação de pressão de suprimento, para verificação do comportamento na estabilidade de posição do servo atuador em relação a variação de pressão do fluido de suprimento no qual irá variar de 5 a 15 bar e verificará a influência do diâmetro dos orifícios de área fixa sobre o servo atuador. Confrontando os valores com a simulação conforme sistema da Fig.14.

## 4 RESULTADOS E ANÁLISES

Neste capítulo além das análises serão apresentados os valores obtidos nos ensaios experimentais e os cálculos das equações citadas nos procedimentos metodológicos deste Trabalho de Conclusão de Curso.

### 4.1 DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE DE DESCARGA

Com base nos valores simulados e experimentais obteve-se seguintes vazões, demonstrada na Tabela 4. Percebe-se que as diferenças entre as vazões calculadas e experimentais, provavelmente são erros na cronometragem do tempo durante o ensaio que foi realizada manualmente.

A diferença de vazão entres os orifícios, mesmo que, variando milímetros no diâmetro do orifício, apresentam uma diferença aproximada de 4 vezes entre os



diâmetros de 1 e 2 mm e maior ainda em relação ao diâmetro de 3mm no qual a diferença aproximada é de 10 vezes.

Conforme as vazões experimentais obtidas, inseriu-se na Eq. (4), resultando nos seguintes coeficientes de descarga Fig. 15 e Tabela 5.

Tabela 4: Valores de Vazão Volumétrica (Q)

Orifício	Pressão (bar)	Vazão (LPM)		Diferença (LPM)	Erro (%)
		Experimental	Simulado		
1	5	1,00	0,84	-0,16	-19,05
	10	1,48	1,30	-0,18	-13,85
	15	2,00	1,66	-0,34	-20,48
2	5	4,04	4,45	0,41	9,21
	10	6,08	6,52	0,44	6,75
	15	7,50	8,12	0,62	7,64
3	5	9,60	10,71	1,11	10,36
	10	14,40	15,46	1,06	6,86
	15	17,16	19,17	2,01	10,49

Tabela 5: Valores de Coeficiente de Descarga (Cd)

Orifício	Pressão (bar)	Vazão (LPM)		Diferença (LPM)	Erro (%)
		Experimental	Simulado		
1	5	0,55	0,55	0,00	0,00
	10	0,58	0,58	0,00	0,00
	15	0,60	0,60	0,00	0,00
2	5	0,65	0,70	0,05	7,14
	10	0,67	0,72	0,05	6,94
	15	0,68	0,73	0,05	6,85
3	5	0,69	0,74	0,05	6,76
	10	0,71	0,76	0,05	6,58
	15	0,72	0,77	0,05	6,49

Verifica-se que a maior perda de carga (menor o Cd) se dá ao orifício de diâmetro de 1mm e diminuindo gradativamente com o aumento da pressão de suprimento (Pf) e diâmetro, conseqüentemente o aumento do número de Reynolds, como descrito por Miller (1990) e Linsingen (2013) na Fig. 3.

Observa que o modelo simulado apresenta um comportamento semelhante



ao experimental, no qual os desvios podem ser provenientes das aproximações realizadas para o modelamento do servo atuador no *software AMESim*, considerando um fluido incompressível, quando este estiver da câmara de pressão do atuador, sendo nulo quanto ao vazamento. Além da desconsideração dos coeficientes de atrito, pela perda de pressão nos orifícios de área fixa. Apresentam os seguintes resultados conforme as Fig. 16, Fig. 17 e Fig. 18.

Confirmou-se que o servo atuador operando com o orifício de 1mm, devido a menor vazão, apresentou lentidão na abertura máxima em todos os cenários, apresentando um atraso aproximado no curso máximo de 6 segundos com 5 bar, 3 segundos a 10 bar e 1,5 segundos a 15 bar em comparação ao simulado. Percebe-se também que essa resposta mais lenta se deve principalmente aos vazamentos internos do servo atuador, onde com o aumento da pressão interna da câmara maior os vazamentos e percebe-se nitidamente no gráfico, já que o simulado esse item foi desconsiderado.

Em relação aos orifícios de 2 e 3 mm, apresentam os mesmo o mesmo problema nas pressões de 5 e 10 bar, correspondendo igualmente ao simulado na pressão de 15 bar.

Em relação a linearidade, verificou-se a reta da abertura do servo atuador, onde apresentou uma maior discrepância em relação ao simulado foi o experimental de 1 mm a 5 bar. Porém todos os cenários se demonstraram lineares, como demonstra as Fig. 19, Fig. 20 e Fig. 21.

Figura 15: Coeficiente de descarga dos orifícios

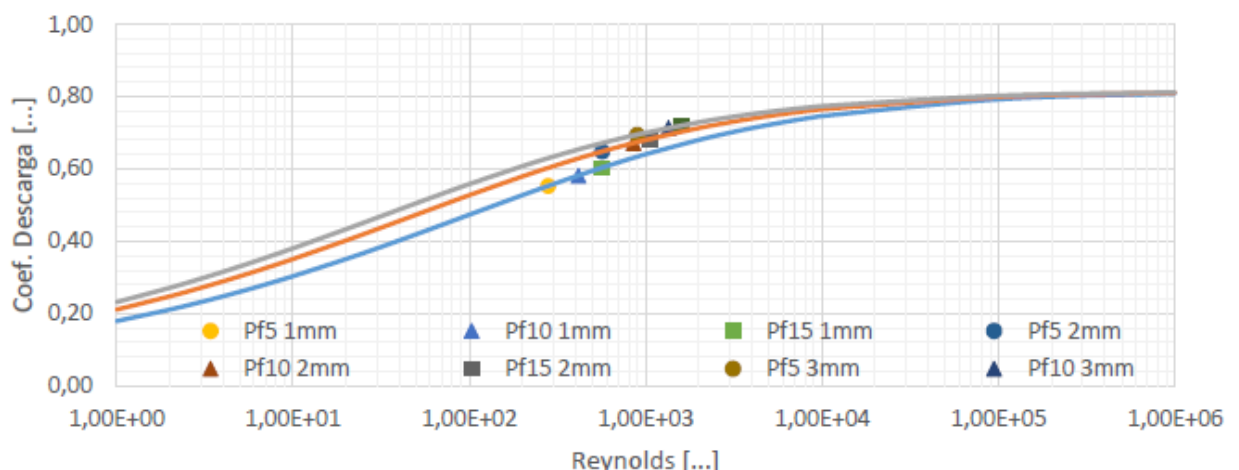


Figura 16: Valores obtidos com a Pressão de Suprimento de 5 bar

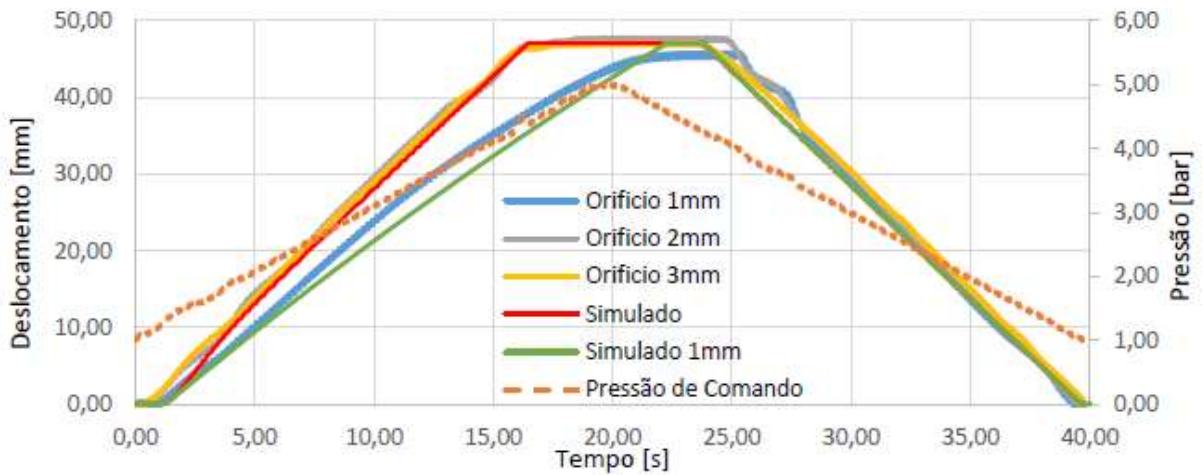


Figura 17: Valores obtidos com a Pressão de Suprimento de 10 bar

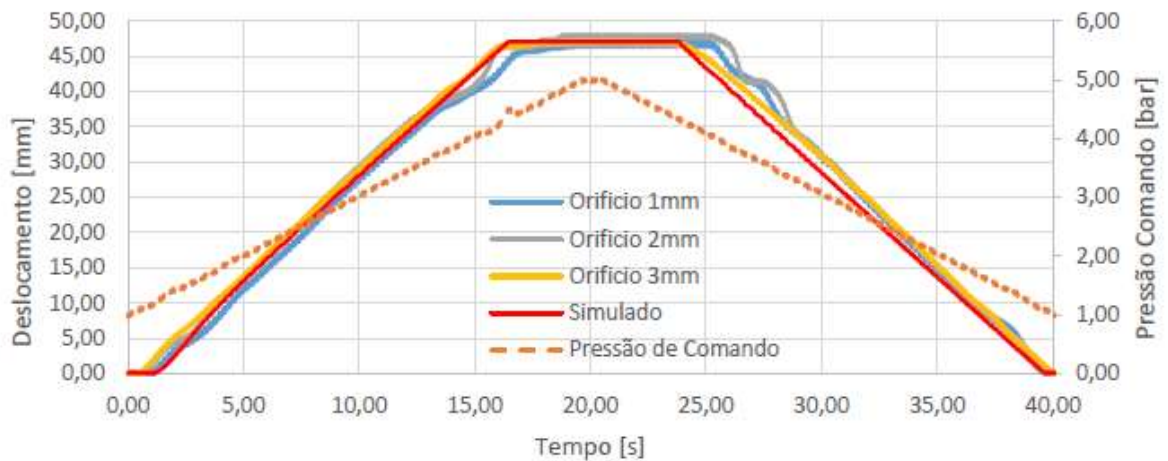


Figura 18: Valores obtidos com a Pressão de Suprimento de 15 bar

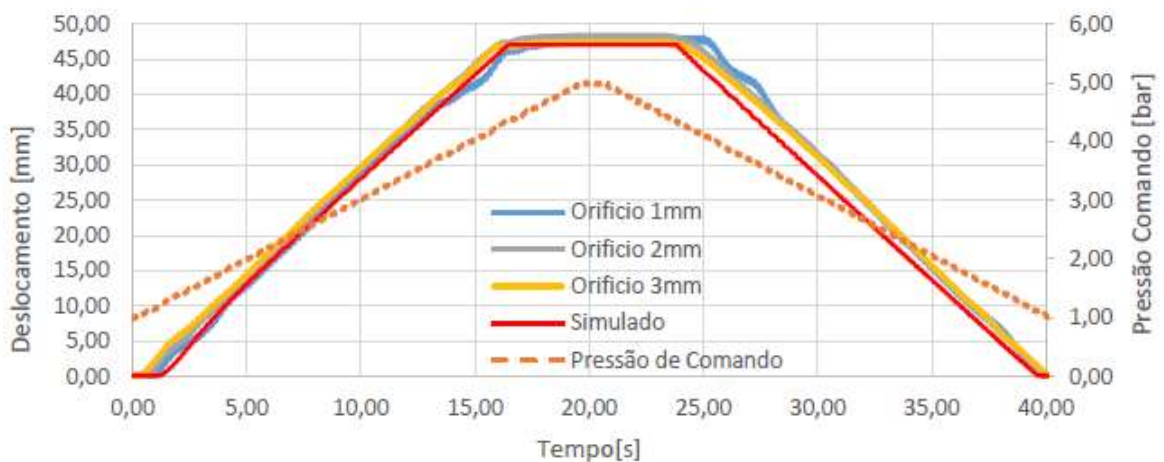


Figura 19: Linearidade na abertura com Pressão de Suprimento 5 bar

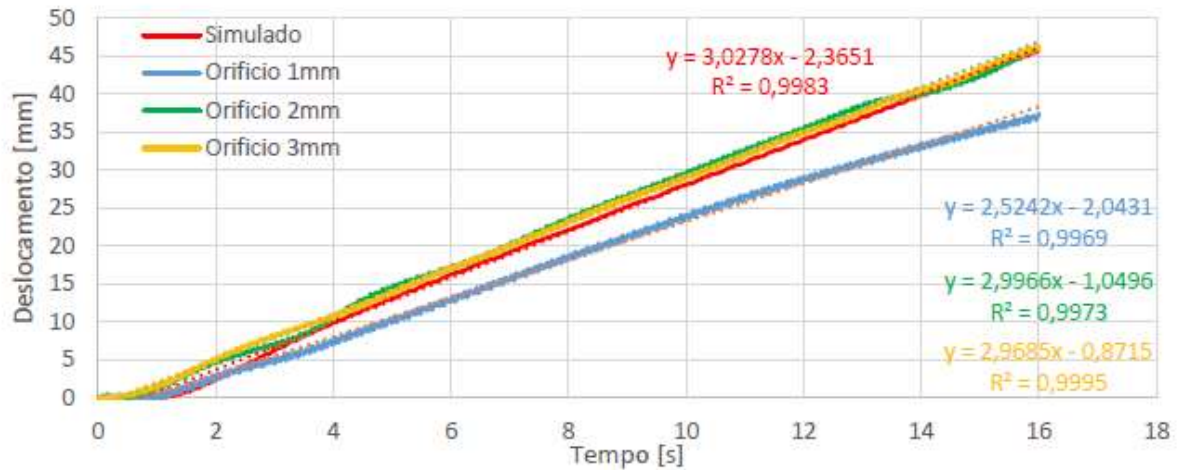


Figura 20: Linearidade na abertura com Pressão de Suprimento de 10 bar

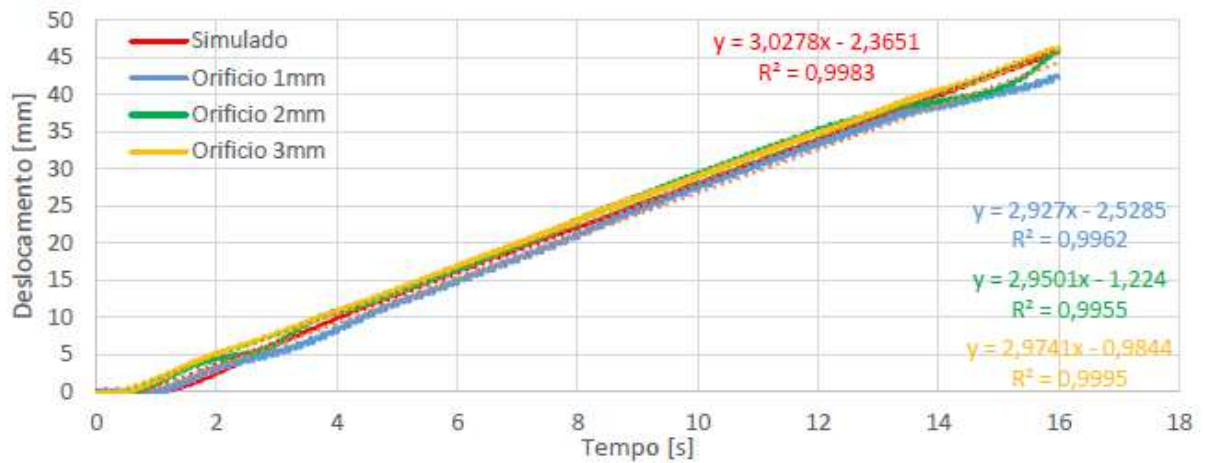
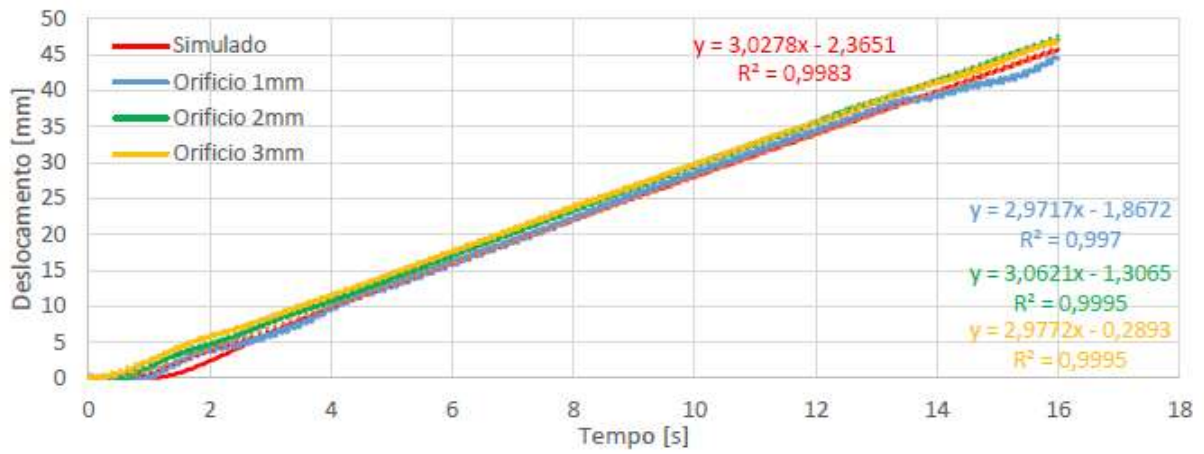


Figura 21: Linearidade na abertura com Pressão de Suprimento de 15 bar



#### 4.2 RENDIMENTO VOLUMÉTRICO

Conforme a Eq. (11) e simulação apresentou os seguintes resultados, como demonstram as Fig. 22, Fig. 23 e Fig. 24.

Figura 22: Rendimento Volumétrico Servo Atuador – Pressão de Suprimento 5 bar

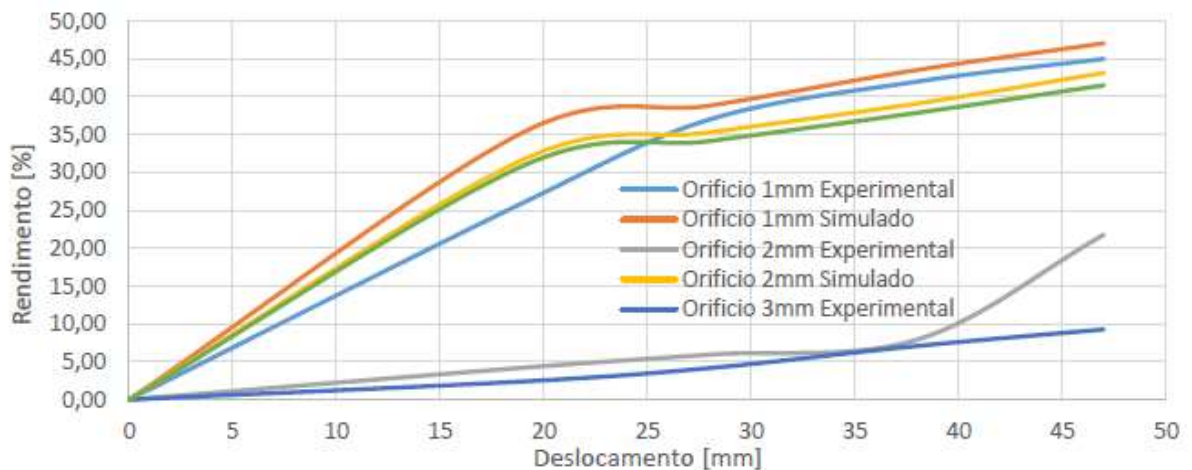


Figura 23: Rendimento Volumétrico Servo Atuador – Pressão de Suprimento 10 bar



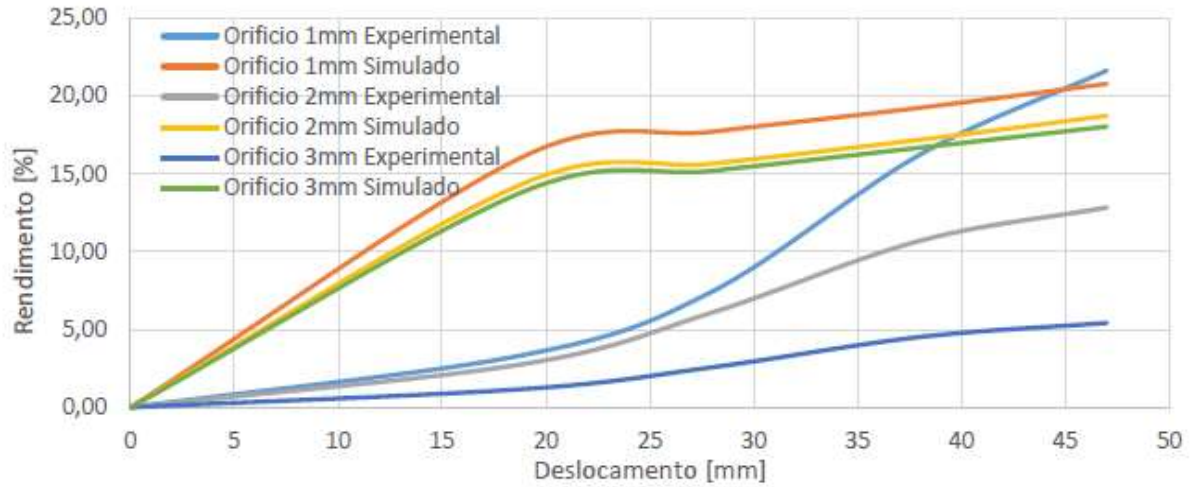
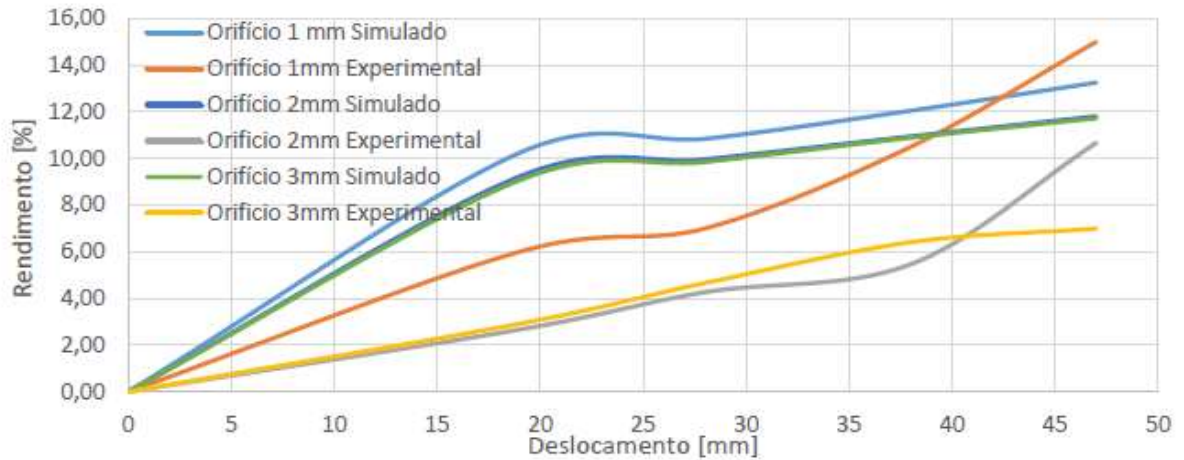


Figura 24: Rendimento Volumétrico Servo Atuador – Pressão de Suprimento 15 bar



Como o servo atuador trabalha com o princípio de drenagem do fluido interno para manutenção da pressão em seu interior, constatou-se que mesmo apresenta um baixo rendimento em relação a Eq. (11), no qual considerou-se esse fluido drenado como vazão de fuga.

Conforme o simulado apresenta um maior rendimento é de aproximadamente de 45% com o orifício de 1mm e 5 bar e o menor valor de rendimento com 13,25% a uma pressão de 15 bar e orifício de 3mm, no qual se destaca no quão maior é a vazão de suprimento, maior o valor drenado, conseqüentemente menor será o rendimento volumétrico do equipamento.

A defasagem dos valores de rendimento volumétrico experimentais deve-se principalmente aos vazamentos internos do equipamento.



#### 4.3 ESTABILIDADE COM VARIAÇÃO DA PRESSÃO DE SUPRIMENTO

Verificou-se a baixa variação no deslocamento do Servo Atuador com a variação de 10 bar na pressão de suprimento, demonstrando a uma das funções da instalação do orifício de área fixa no equipamento. Conforme Tabela 6 demonstra o deslocamento máximo do servo atuador experimental, simulado e o percentual em relação ao deslocamento máximo do equipamento em relação a variação de pressão de suprimento.

Tabela 6: Variação de Pressão de Suprimento

Orifício	Deslocamento (mm)				Variação de Pressão (bar)
	Experimental	Relação ao Curso Máximo (%)	Simulado	Relação ao Curso Máximo (%)	
1	0,52	1,11	0,19	0,40	10
2	0,78	1,66	0,73	1,55	10
3	1,51	3,21	1,70	3,62	10

Além da perda de carga dos orifícios de área fixa, esses valores estão também relaciona do com a construção do servo atuador, pois com deslocamento do êmbolo de força com o aumento da pressão, mesmo minimizado pelo orifício, o carretel se mantém inerte, com isso, aumentando automaticamente a drenagem interna.

#### 5 CONCLUSÕES

Apesar de antigo, o projeto que serviu de base para a confecção dos novos servos atuadores, se mostrou eficiente nos vários parâmetros estudados, podendo citar as suas: linearidade, precisão nas paradas intermediárias, velocidades compatíveis com a função de controle e ainda rendimento em relação a potência hidráulica do turbo alternador a qual o mesmo foi implantado.

Quando utilizado um orifício na entrada de óleo com diâmetro de 1 mm observa-se o maior rendimento testado, aproximando-se dos 45 %, em relação a



outros diâmetros usados, isso é resultado da grande perda de carga devido ao orifício, diminuindo consideravelmente sua vazão do fluido, porém apresentou uma lentidão ao comando principalmente a pressão hidráulica de 5 bar.

Os resultados obtidos nas simulações apresentaram relação muito próxima com os testes reais, os desvios mais acentuados foram em relação a vazão para medição de rendimento volumétrico do servo atuador estes desvios foram influenciados pela forma de medição da vazão.

Percebe-se da importância dos orifícios de área fixa no controle de vazão e na performance do servo atuador, principalmente na variação de pressão do fluido de suprimento, quase anulando o efeito desse sintoma em relação a posição do equipamento.

Realizando uma análise global dos resultados o servo atuador com o orifício de 2 mm para controle de vazão se demonstrou o mais indicado para uso operacional em função de que este apresenta uma ótima resposta ao comando do conversor eletro hidráulico em todas as pressões, igualmente ao orifício de 3 mm, mas com a metade da vazão, porém com essa configuração apresenta um rendimento volumétrico baixo, onde não afetará o circuito hidráulico do turbo alternador, no qual o equipamento se encontra instalado.

## REFERENCIAS

Aranha, N.; Oliveira Jr, J. M.; Bellio, L. O., Bonventi Jr, W.; 2016, “A Lei Hooke e as Molas Não Lineares, um Estudo de Caso”, Pós-graduação, Universidade de Sorocaba, Sorocaba/SP, Brasil.

Arcanjo, E. P., 2008, “Caracterização do Comportamento à Fadiga de Molas”, Dissertação de Mestrado, Universidade Técnica de Lisboa, Lisboa, Portugal.

Ferronato, D., 2011, “Análise da Influência de Parâmetros Geométricos em Curvas Características de Válvulas de Controle Contínuo Direcional”, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC, Florianópolis/SC, Brasil.

Fialho, A. B. “Automação Hidráulica: Projetos, Dimensionamento e Análise de Circuitos”, Editora Érica, 5 Ed., São Paulo 2007.

Ignácio, R. F., “Curso Básico de Mecânica dos Fluidos. Disponível em: <<http://www.escoladavida.eng.br/mecflubasica/Apostila/Unidade%203/Primeira%20aula%20da%20unidade%203.pdf>>. Acesso em 05 de agosto de 2017.



Linsingen, I. V., “Fundamentos de sistemas hidráulicos / Irlan Von Linsisngen”, Ed. da UFSC, 4. Edição, Florianópolis, 2013.

Merritt, H. E., “Hidraulic Control System”, Ed Jonh Wiley & Sons, New York, 1967.

Miller, D. S., “Internal Flow System” 2nd ed., Cranfield, England, 1990.

Rabie, M. G., “Fluid Power Engineering”, McGraw-Hill Companies, Inc. 2009.