



**SNPTEE
SEMINÁRIO NACIONAL
DE PRODUÇÃO E
TRANSMISSÃO DE
ENERGIA ELÉTRICA**

GGH 07
14 a 17 Outubro de 2007
Rio de Janeiro - RJ

GRUPO I

GRUPO DE ESTUDO DE GERAÇÃO HIDRÁULICA – GGH

DESENVOLVIMENTO DE UM REGULADOR DE VELOCIDADE PARA TURBINAS DE PCH'S EMPREGANDO UM SERVOPOSICIONADOR PNEUMÁTICO

Yesid Ernesto Asaff Mendoza *
UFSC – LASHIP

Victor Juliano De Negri
UFSC – LASHIP

João Marcos Castro Soares
HYDRUS

RESUMO

Este trabalho tem como objetivo principal o desenvolvimento de um regulador de velocidade para pequenas centrais hidroelétricas PCH's empregando um servoposicionador pneumático. O presente projeto foi realizado com o intuito de desenvolver uma solução tecnológica inovadora para o setor de geração de energia elétrica, sendo uma solução alternativa aos sistemas hidráulicos com relação a aspectos como custo do equipamento, impacto ambiental do óleo mineral, armazenamento de energia e facilidade de manutenção. O servoposicionador é dimensionado para atender aos requisitos comportamentais de um regulador de velocidade de turbina Francis para uma PCH de 400 kW, permitindo comparar o seu desempenho frente aos sistemas eletro-hidráulicos comumente empregados. Os resultados conseguidos atestam a eficácia do sistema servopneumático como um sistema viável no acionamento de reguladores de velocidade em turbinas de PCH's; observando-se uma excelente resposta do sistema no referente aos tempos de acomodação, erros de posicionamento e sincronização.

PALAVRAS-CHAVE

Sistemas Servopneumáticos, Reguladores de Velocidade, Geração de Energia Elétrica.

1.0 - INTRODUÇÃO

Historicamente têm sido utilizados sistemas hidráulicos para o controle de posição de pás ou de agulhas e defletores visando a regulação de velocidade em turbinas de hidrelétricas. Porém, uma observação mais atenta dos níveis de força, tempos de resposta e erros de posicionamento requeridos para a regulação de velocidade em centrais de pequeno porte indica que este é um domínio em que os sistemas pneumáticos também podem ser aplicados.

Os sistemas pneumáticos de posicionamento, ou posicionadores pneumáticos, não alcançaram, até o momento, uma parcela significativa do mercado de automação e controle. Contudo, graças ao desenvolvimento de novas técnicas de instrumentação e de componentes pneumáticos de exatidão (tais como sensores digitais, servoválvulas de alto desempenho, novos cilindros e tipos de vedações), vem aumentando significativamente a capacidade dos posicionadores pneumáticos de competir com os elétricos e hidráulicos em custo e desempenho.

A motivação em substituir os acionamentos hidráulicos por pneumáticos está primeiramente relacionada ao estímulo que pode ser dado à implantação ou modernização de centrais hidrelétricas de pequeno porte em função de diversos fatores como: (1) Redução do custo dos equipamentos uma vez que os sistemas pneumáticos são os mais baratos comparativamente com hidráulicos e elétricos; (2) Obtenção de sistemas mais leves em decorrência da baixa relação peso/potência dos componentes pneumáticos; (3) Sistemas com menor número de componentes (conseqüentemente com controle discreto (automação) mais simplificado) visto que não há necessidade de unidade de potência hidráulica a ser controlada; (4) Não utilização de óleo mineral para transmissão de potência,

(*) Universidade Federal de Santa Catarina – Departamento de Engenharia Mecânica – LASHIP - Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos – Campus Universitário Cx. P. 476 -CEP 88040-900 Florianópolis, SC - Brasil
Tel: (+55 48) 3721-7714 – Fax: (+55 48) 3721-7615 – E-mail: yasaff@hotmail.com

reduzindo os riscos ao ambiente e os custos de manutenção; (5) Capacidade de armazenamento de energia de forma simples (através de reservatórios de ar) para atender operações de emergência.

Em relação à estrutura do artigo, na seção 2.0 define-se as especificações do sistema servopneumático, seu dimensionamento e sua modelagem. A bancada de testes é descrita na seção 3.0, na seção 4.0 são apresentados os resultados teórico-experimentais, e, por fim, na seção 5.0 as conclusões.

2.0 - ESPECIFICAÇÕES DO SISTEMA SERVOPNEUMÁTICO

As especificações de projeto para o equipamento foram definidas tendo como base os requisitos de PCH's quanto ao comportamento estático e dinâmico, confiabilidade e manutenibilidade, custo, entre outros. Com base nestas especificações, realizou-se a concepção do circuito pneumático e sua modelagem comportamental empregando princípios da mecânica dos fluidos compressível e da mecânica clássica.

Os procedimentos para o dimensionamento regulador de velocidade são fundamentados pelas Normas ANSI/IEEE Standard 125 (IEEE, 1988) e IEC 61262 (IEC, 1997), por especificações de PCH's fornecidas pela empresa Reivax Automação e Controle e por resultados de projetos de pesquisa na área de reguladores de velocidade realizados no Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos - LASHIP desde o ano 2000.

2.1 Especificações estáticas e dinâmicas do sistema

Segundo a Norma IEC 61362 (IEC, 1997), a constante de tempo do servomotor principal deve estar entre 0.1 s e 0.25 s (anel distribuidor), a qual foi adotada para o servoposicionador pneumático em análise. O erro máximo de posicionamento do servoposicionador foi estabelecido em 1% do curso total e a potência máxima do grupo gerador em $P_{max} = 400kW$, considerando uma altura de queda $H = 50m$. Estes dados correspondem a valores médios para PCH's para potências de até 5000 kW.

As correlações e critérios de dimensionamento dos tempos de abertura e fechamento nos servomotores são baseados em dados de projetos de pesquisa anteriores, sendo que adota-se neste trabalho os tempos mínimos de abertura (t_a) e fechamento (t_f) de 5 segundos. Conforme estabelecido pela norma IEC 61362 (IEC, 1997), as velocidades de abertura e fechamento do servomotor devem ser independentemente ajustáveis e, no caso de uso de restrições (reguladoras de vazão), estas devem ser dimensionadas para que as velocidades máximas, na abertura e fechamento do distribuidor, satisfaçam as limitações de sobrevelocidade e golpe de ariete.

2.2 Dimensionamento dos componentes do circuito de atuação

O curso do servomotor geralmente é definido pelo fabricante do regulador, mas de acordo com dados históricos de fornecimentos, observa-se uma faixa de cursos de 115mm até 200mm para PCH's de até 7000kW. Como conseqüência, adota-se para movimentação do anel distribuidor um circuito de atuação pneumático composto por dois cilindros com haste de dupla ação com curso de 160mm e para atender as condições de potência e altura de queda mencionados anteriormente, especificou-se um diâmetro de 125mm para cada cilindro tal que, assumindo uma pressão de trabalho $p = 0,66MPa$ (6,66 bar) e que o trabalho máximo ocorra ao longo de todo o curso do servomotor, alcança-se uma força máxima de $F_{max} \approx 12.000N$.

Os cilindros são controlados através de uma servoválvula pneumática com vazão nominal de 700NL/min, de modo a garantir a força máxima nas situações de velocidade de abertura e fechamento total. O acumulador (vaso de pressão), colocado em paralelo na linha de alimentação da servoválvula, serve para diminuir as flutuações na pressão decorrentes do consumo variável de vazão pelo sistema em operação e assegurar o contínuo funcionamento do sistema para 3 ciclos (mínimo) de abertura e fechamento do distribuidor, no caso de que a rede de suprimento externa fique desconectada.

2.3 Modelagem do Servoposicionador Pneumático

A análise da resposta estática e dinâmica foi realizada por meio de simulação numérica utilizando um modelo não-linear que inclui a compensação de zona morta da servoválvula e as relações não-lineares da vazão mássica com as pressões de trabalho e a tensão de controle

O atuador é modelado empregando equações da continuidade para as câmaras e a equação do movimento apresentadas em PERONDI (2002) e VIERA (1998), levando em consideração o modelo de atrito viscoso variável descrito em MACHADO (2003). Com base neste modelo, um controlador do tipo PID com compensação de zona morta foi projetado permitindo alcançar as especificações estáticas e dinâmicas do posicionador, conforme mostrado na seção 2.1, visando à superação das limitações dinâmicas e não-linearidades intrínsecas do sistema. Além da utilização em simulações e ajuste de ganhos do controlador, o modelo desenvolvido também se aplica para a análise de técnicas de controle não-lineares uma vez que este está plenamente validado. A Figura 1 apresenta o diagrama de blocos geral, estando a modelagem detalhada descrita em ASAFF (2006).

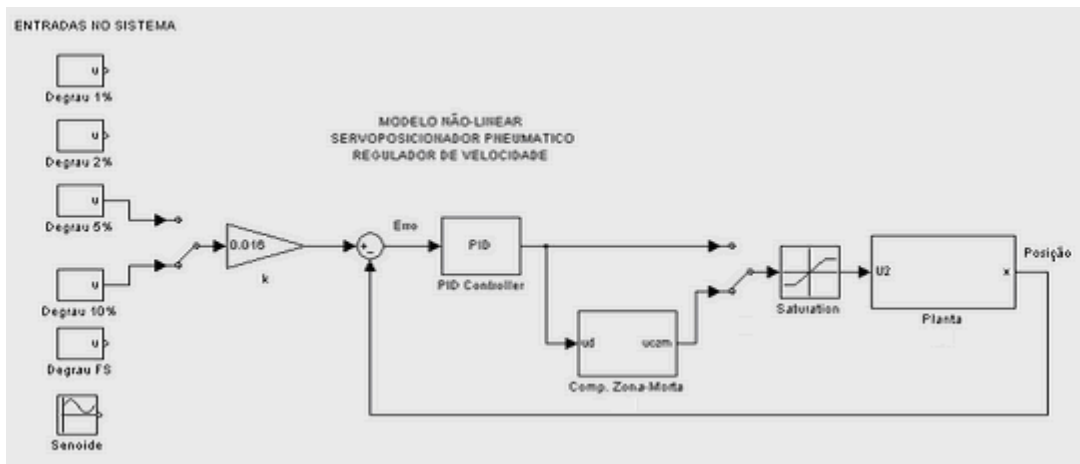


Figura 1 – Modelo geral do servoposicionador pneumático utilizando Matlab/Simulink

3.0 - BANCADA DE ENSAIOS

A implementação experimental do sistema foi realizada na bancada de ensaios mostrada na Figura 2 desenvolvida no Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos (LASHIP) do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina. Na bancada estão montados os componentes conforme o diagrama de circuito hidráulico presente na Figura 3 incluindo um transdutor de posição ultrasônico acoplado a um dos dois cilindros pneumáticos de dupla ação, uma servoválvula de 5 vias que aciona simultaneamente os dois cilindros a partir de um sinal proveniente do controlador. A válvula proporcional reguladora de pressão tem a função, juntamente com o acumulador de ar, de manter a pressão de suprimento constante para a servoválvula.

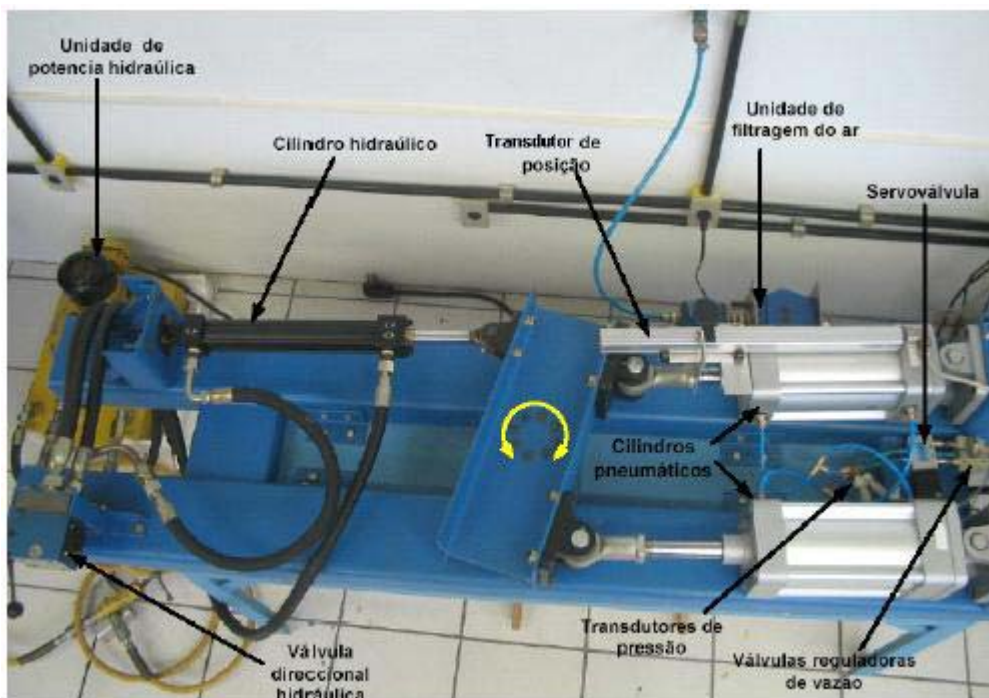


Figura 2 – Bancada de ensaios

O sistema que gera o carregamento é constituído por um circuito hidráulico composto de um cilindro hidráulico assimétrico de dupla ação com haste, comandado por uma válvula direccional, uma válvula reguladora de pressão e uma unidade de potência. Assim, o sistema que emula o trabalho mecânico requerido no anel Fink é formado por uma alavanca pivotada no centro e conectada em suas extremidades aos cilindros pneumáticos e ao cilindro de carga hidráulico. O sistema de aquisição de dados e controle processa o algoritmo de controle de modo a gerar, a partir do sinal proveniente do transdutor de posição, o sinal elétrico de controle transmitido à servoválvula. A aquisição dos dados e a geração do sinal de controle são executadas em uma placa de aquisição, processamento e conversão A/D-D/A DSpace instalada em um PC.

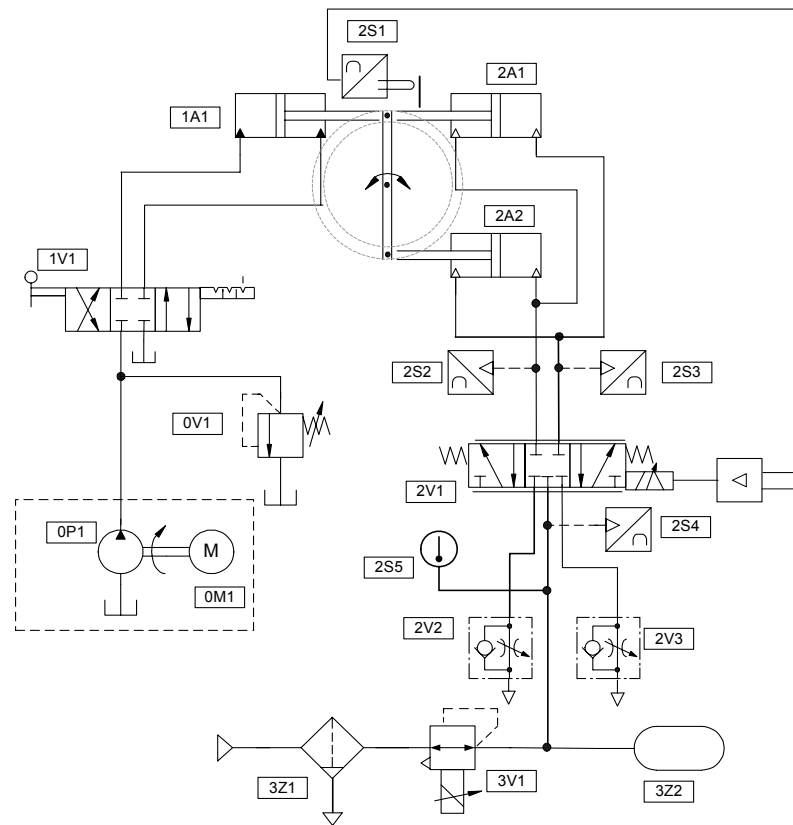


Figura 3 – Diagrama do circuito pneumático do servoposicionador pneumático e sistema de carregamento (Codificação segundo Tabela 1)

Tabela 1 – Componentes do circuito de ensaios

CODIGO DE IDENTIFICAÇÃO DOS COMPONENTES	
Descrição	Código
Bomba hidráulica	OP1
Motor elétrico	OM1
Válvula hidráulica reguladora de pressão	OV1
Válvula de controle direcional de 4 vias	1V1
Atuador hidráulico diferencial	1A1
Válvula pneumática proporcional de vazão ou servoválvula	2V1
Servoválvula pneumática 5 vias	2V2,2V3
Transdutor de posição ultrasônico	2S1
Transdutor de pressão absoluta	2S2,2S3
Transdutor de pressão diferencial	2S4
Termopar tipo J	2S5
Atuador pneumático diferencial	2A1, 2A2
Válvula pneumática proporcional reguladora de pressão	3V1
Unidade de filtragem	3Z1
Acumulador de ar	3Z2

4.0 - RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos através da bancada experimental. Eles servem principalmente para validar o sistema servopneumático de alta potência desenvolvido para a aplicação específica em reguladores de velocidade de turbinas de pequenas centrais hidrelétricas. Os testes foram realizados na bancada descrita na seção 3.0, obtendo respostas ao degrau e senoidal do posicionador.

Com o intuito de analisar o sistema em diferentes condições, foram variadas a posição inicial dos êmbolos dos cilindros e a força de carregamento, tendo como força de carga nominal $F_{Cn} = 12.000N$. No que se refere às entradas do sistema, a amplitude do degrau do sinal de referência foi estabelecida em quatro valores: 1%, 2%, 5% e 10% do curso do cilindro ($L=160mm$); também foram realizados testes com trajetória senoidal da forma

$x_d(t) = x \text{sen}(\omega t)$, onde $x = 8\text{mm}$ (5% do curso do cilindro) e $\omega = \pi/10\text{rad/s}$ (0,05 Hz). Conforme mostrado na Figura 4, os esforços de manobra exigidos para o mecanismo de acionamento do distribuidor do regulador de velocidade apresentam um comportamento típico em função da abertura (VOITH, 1974). Assim sendo, os ensaios foram realizados em para atender as regiões críticas (1) e (2) (Figura 4) onde, para uma rotação nominal a vazio com aproximadamente 15% do curso do cilindro, é aplicada 20% da força de carga nominal (F_{Cn}) positiva e negativa e, na potência nominal, entre 80 a 90% do curso do cilindro, é aplicado 100% da F_{Cn} .

Os ganhos do controlador PID utilizados foram estabelecidos através de testes no modelo e na bancada experimental, visando obter os limites para os quais os sinais de controle e as respostas ainda apresentam comportamentos suaves. Todos os sinais medidos (pressão de suprimento, pressão nas câmaras dos cilindros, posição, erro e velocidade nos cilindros) são filtrados por filtros passa-baixa de primeira ordem para amenizar o problema dos ruídos decorrentes de derivação numérica (velocidade) e/ou da interferência eletromagnética do ambiente. A pressão de suprimento do sistema foi regulada a $0,8\text{MPa}_{\text{abs}}$ (8bar_{abs}) e a temperatura de suprimento do ar foi monitorada ficando em uma faixa de 19 a 22°C .

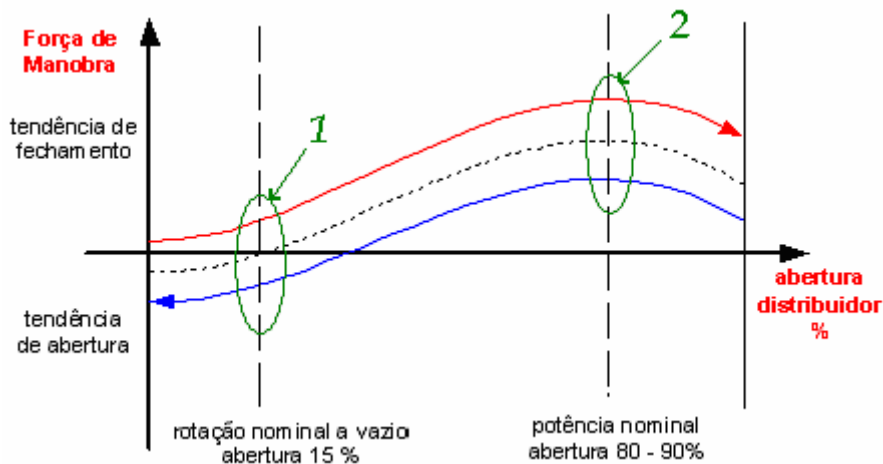


Figura 4 – Diagrama de esforços de manobra do distribuidor (VOITH 1974)

4.1 Resultados teórico-experimentais

O modelo desenvolvido foi validado através da comparação entre resultados de simulações e de experimentos realizados na bancada de ensaios, reproduzindo as condições de carregamentos reais existentes em reguladores de velocidade (Figura 5). É importante destacar que os parâmetros do dimensionamento do sistema pneumático apresentados anteriormente, juntamente com os dados experimentais como mapa de atrito dos cilindros e zona morta da servoválvula e as equações apresentadas em ASAFF (2006), permitem a completa implementação computacional do modelo visando futuros projetos de servoposicionadores pneumáticos.

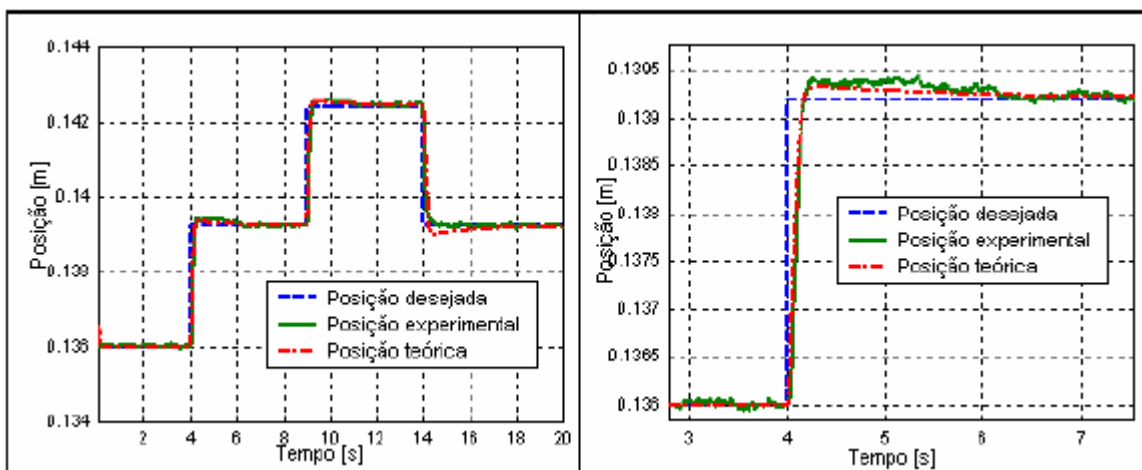


Figura 5 – Resposta do sistema com $F_c = 11.400\text{N}$, para uma seqüência de degraus de 2% do curso do cilindro, com posição inicial do êmbolo de 136mm (Ganhos do controlador PID: $K_P=280$, $K_I=0.2$, $K_D=6$)

4.2 Ensaio do Regulador de Velocidade

Nos reguladores de velocidade hidráulicos, o ensaio de abertura e fechamento total do servomotor é feito sem carregamento com a certeza de que o cilindro hidráulico superará a variação da carga ao logo do curso. Porém, visando aproximar-se das condições reais, o ensaio de abertura e fechamento total dos cilindros mostrado na Figura 6 foi realizado com carregamento. No experimento, o ajuste das válvulas reguladoras de vazão foi feito para alcançar os tempos $t_a=5s$ e $t_f=5s$, aplicando uma carga de $F_c=5.700N$ (aproximadamente 50% da F_{cn}), obtendo-se uma velocidade máxima no fechamento de $0,09m/s$. Cabe ressaltar que os ensaios para o regulador de velocidade foram feitos com a instalação das válvulas reguladoras de vazão 2V2 2 2V3 mostradas na Figura 3.

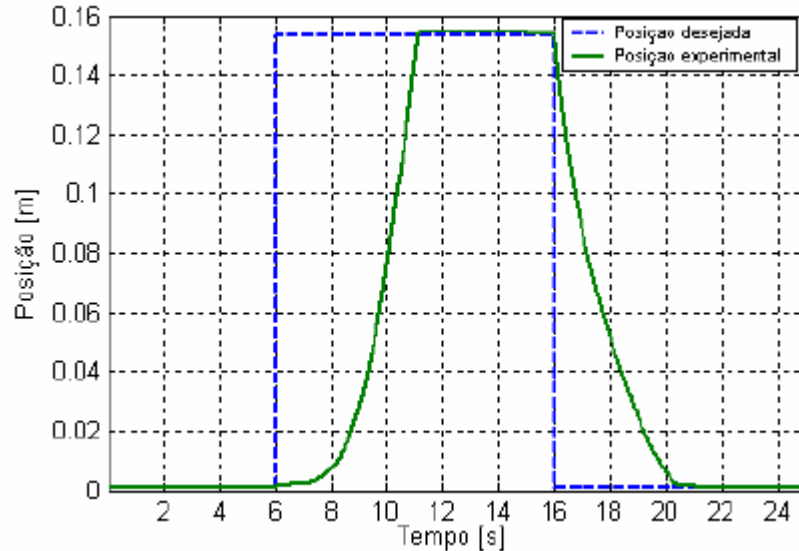


Figura 6 – Abertura e fechamento total dos cilindros com carregamento

Conforme descrito nas Figuras 7 e 8, a resposta de posicionamento do sistema para um degrau de 5% do curso do cilindro apresenta um tempo de acomodação $t_s = 0,33s$ com erro em regime permanente de $0,24mm$ para o degrau positivo e $t_s = 0,56s$ com erro em regime permanente de $0,24mm$ aproximadamente para o degrau negativo.

Conforme mostrado em ASAFF (2006), os tempos de acomodação e erros em regime permanente obtidos em ensaios com diferentes amplitudes de degrau (1, 2, 5 e 10% do curso) estiveram dentro das especificações estáticas e dinâmicas exigidas pelo sistema.

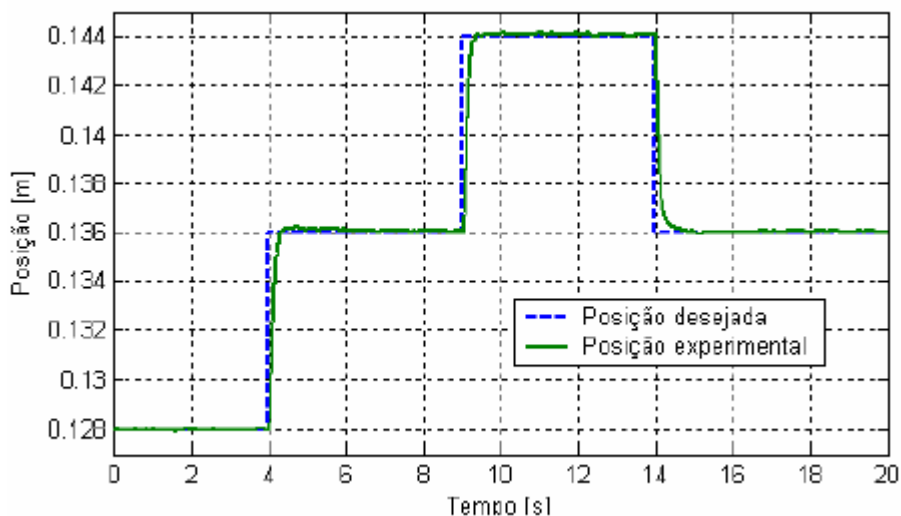


Figura 7 – Resposta do sistema com força de carga nominal para uma seqüência de degraus de 5% do curso do cilindro, com posição inicial do êmbolo de $128mm$ ($K_P=280$, $K_I=0,2$, $K_D=20$)

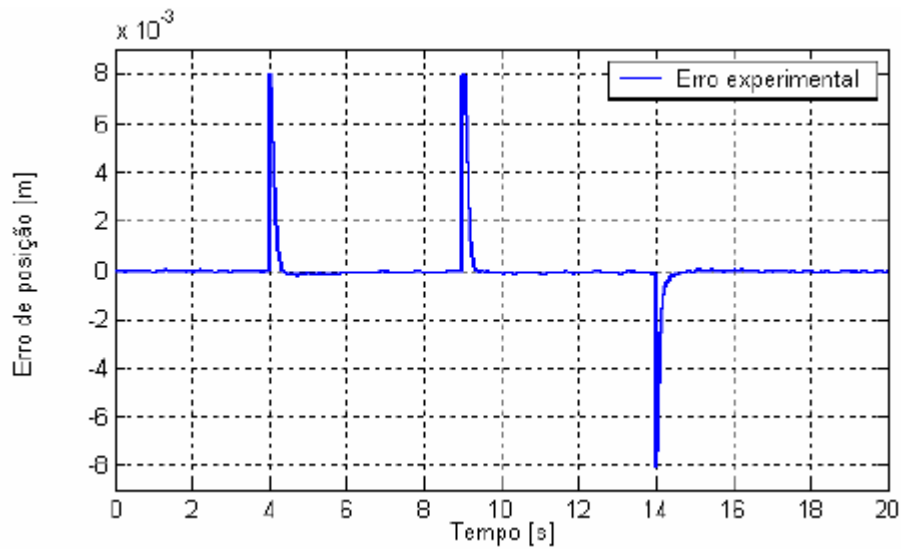


Figura 8 – Erro de posição correspondente à Figura 7

A sincronização dos reguladores de velocidade ocorre com baixo carregamento e, por esta razão, optou-se por realizar o experimento com uma carga de $F_C = 2.300\text{N}$. Observa-se nas zonas demarcadas na Figura 9 um atraso na resposta do sistema, que gera um pequeno aumento do erro em regime permanente durante o início do recuo do cilindro 2A1 (avanço do cilindro 2A2), causado principalmente pela compressibilidade do ar. Segundo a Figura 10, o máximo erro em regime alcançado foi de $0,52\text{mm}$, no intervalo de tempo $5,5 < t < 6\text{s}$ onde ocorre o atraso explicado anteriormente.

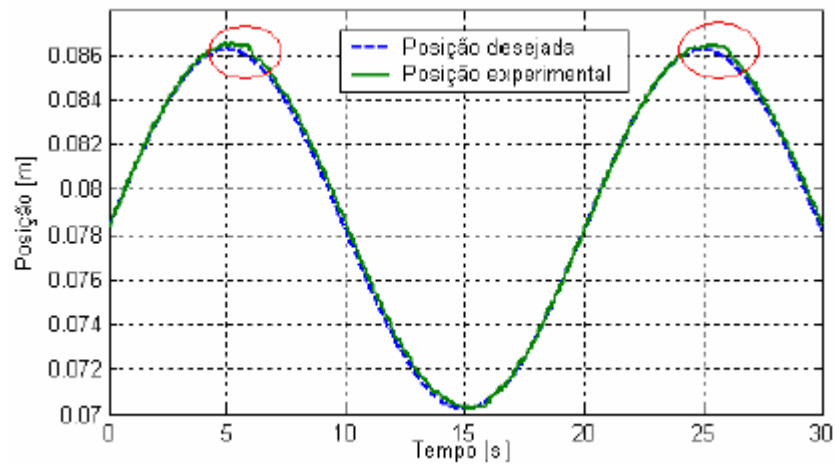


Figura 9 – Resposta do sistema com carregamento positivo de $F_C = 2.300\text{N}$ para uma entrada senoidal com amplitude de 5% do curso do cilindro e frequência de $0,05\text{Hz}$; ($K_P=280$, $K_I=0.2$, $K_D=6$)

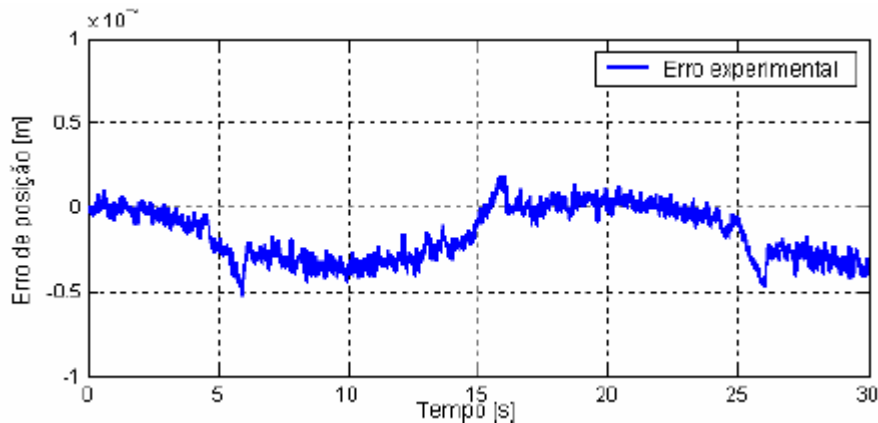


Figura 10 – Erro de posição correspondente à Figura 9

5.0 - CONCLUSÃO

Na implementação experimental confirmou-se a eficácia do controlador PID com compensação da zona morta da servoválvula, havendo a superação das não-linearidades associadas ao escoamento na válvula e a redução das oscilações devido à compressibilidade do ar. Observando-se as características encontradas na geração e validação do modelo matemático, conseguiu-se chegar a resultados plenamente satisfatórios, onde a boa concordância entre os resultados teóricos e com o sistema físico real mostra que este modelo é adequado para o apoio ao projeto de sistemas servopneumáticos, em especial de sistemas pneumáticos a serem implementados como acionamento de reguladores de velocidade em turbinas de centrais hidroelétricas.

Os resultados conseguidos experimentalmente atestam a eficácia do sistema servopneumático como um sistema viável para altas forças, especialmente no controle de regulação de velocidade para turbinas de PCH's até 400 kW. Observa-se nos diferentes ensaios realizados uma resposta do sistema plenamente adequada no que se refere aos tempos de acomodação e erros de posicionamento, ressaltando que as especificações estáticas e dinâmicas de reguladores de velocidade foram atingidas. De acordo com os equipamentos existentes no mercado e a análise feita neste trabalho, presume-se que a pneumática possa atender a sistemas com potência de até 3MW.

6.0 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- (1) ASAFF, Y. E. Desenvolvimento de um sistema servopneumático para regulação de velocidade de turbinas em pequenas centrais hidrelétricas. 2006. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis. 2006.
- (2) IEC. IEC 61362 – Guide for specification of hydroturbine control systems. Switzerland, 1997, 105p.
- (3) IEEE. ANSI/IEEE Std. 125 – Recommended practice for preparation of equipment specifications for speed-governing of hydraulic turbines intended to drive electric generators. USA, 1988, 28p.
- (4) MACHADO, C. Compensação de atrito em atuadores hidráulicos utilizando redes neurais. 2003. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis. 2003.
- (5) PERONDI, E. A. Controle Não-linear em Cascata de um Servoposicionador Pneumático com Compensação do Atrito. 2002. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica). 178 p. Universidade Federal de Santa Catarina: Florianópolis. 2002.
- (6) VIEIRA, A. D. Análise Teórico-Experimental de Servoposicionadores Lineares Pneumáticos. 1998. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis. 1998.
- (7) VOITH.; Regulador Eletro-hidráulico EHR 74, Manual descritivo, 1974

7.0 - DADOS BIOGRÁFICOS

Yesid Ernesto Asaff Mendoza - yasaff@hotmail.com

Nascido em Cúcuta – Colômbia, em 08 de outubro de 1978.

Mestrado (2006) em Engenharia Mecânica: UFSC-Florianópolis e Graduação (2002) em Engenharia Mecânica: UFPS -Colômbia.

Universidade Federal de Santa Catarina – LASHIP – Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos. Engenheiro pesquisador na área de projeto de sistemas pneumáticos.

Victor Juliano de Negri - victor@emc.ufsc.br

Nascido em São Leopoldo - RS, em 15 de setembro de 1960.

Mestrado (1987) e Doutorado (1996) em Engenharia Mecânica: UFSC-Florianópolis e Graduação (1983) em Engenharia Mecânica: UNISINOS – São Leopoldo.

Universidade Federal de Santa Catarina – LASHIP – Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos.

Professor do Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC e coordenador do LASHIP. Pesquisador nas áreas de projeto de sistemas hidráulicos e pneumáticos e mecatrônica.

João Marcos Castro Soares - jms@reivax.com.br

Nascido em Rosário do Sul - RS, em 08 de julho de 1954.

Mestrado (1982) em controle de sistemas elétricos e Graduação (1976) em Engenharia Elétrica, UFSM

HYDRUS – Tecnologia Hidráulica e REIVAX Automação e Controle

Diretor de P&D