

## **IMPLEMENTAÇÃO DE UM SISTEMA PID DE CONTROLE DA TENSÃO MECÂNICA EM ENSAIO DE FADIGA EM SHAKER ELETRODINÂMICO**

**Juliane Donadel, julidonadel@yahoo.com.br<sup>1</sup>**  
**Herbert Martins Gomes, herbert@mecanica.ufrgs.br<sup>2</sup>**  
**Frank Jonis Flores de Almeida, f\_jonis@hotmail.com<sup>3</sup>**  
**Selvino Bork Alegranzi, selvino.alegranzi@gmail.com<sup>4</sup>**

<sup>1,2,3,4</sup> Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Prorgama de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, R. Sarmento Leite, 425, sala 202, 90050-170, Porto Alegre, RS, Brazil.

**Resumo:** *Com o avanço tecnológico, fazem-se necessários sistemas de controle onde se possam ter parâmetros para controle dos ensaios a serem feitos, minimizando tempo para ajustes nos equipamentos e máquinas, erros dos operadores e conseqüentemente acelerando testes ou ensaios. O objetivo principal deste trabalho é desenvolver e implementar um algoritmo de controle, baseado no controle PID tradicional, da amplitude da tensão mecânica num espécime sujeito a ensaio de tempo de via em fadiga usando um shaker eletrodinâmico. Para o desenvolvimento do trabalho foram utilizados um Shaker eletrodinâmico, um amplificador e um condicionador de sinal, além de strain-gages fixados a um corpo de prova para medir a deformação e portanto tensões mecânicas. O sistema é desenvolvido em linguagem orientada a objeto Agilent VEE, programa responsável pela aquisição dos sinais de tensão mecânica, processamento e envio dos sinais de controle. Após vários ensaios obtemos os parâmetros do controle que melhor se ajustaram ao sistema, através do ajuste manual dos mesmos. Para os parâmetros de controle foram obtidos diversos valores com os quais se conseguiu controlar o sistema com um erro máximo na ordem de  $10^{-3}$ , no valor de referência da tensão mecânica desejada. Variando os parâmetros pode-se visualizar uma mudança na estabilidade do sistema, bem como o aumento ou diminuição do overshoot. Assim, concluiu-se que a medida que aumentamos o tempo integrativo e mantém-se constantes as demais, o sistema torna-se mais lento e mais oscilatório. Igualmente para o tempo derivativo, a medida que se aumenta esse parâmetro, o sistema apresenta maiores oscilações demorando mais para se estabilizar. Em ambos os casos, o overshoot manteve-se sem alterações significativas e na faixa de 20%. Diminuindo a constante proporcional o sistema estabilizou sem overshoot, o que seria ideal por ser menos impactante do ponto de vista mecânico. Desta forma, os resultados obtidos foram satisfatórios, alcançando o objetivo de criar o sistema controle em malha fechada da tensão mecânica no corpo de prova pelo Shaker eletrodinâmico.*

**Palavras-chave:** *controle PID, shaker eletrodinâmico, fadiga, instrumentação.*

### **1. INTRODUÇÃO**

A necessidade de se controlar sistemas e processos físicos existe desde tempos remotos. Com o avanço tecnológico em máquinas e equipamentos industriais, o mercado de trabalho nos submete a reduzir custos, tempo de manufatura e conseqüentemente prazo de entrega. Para isso, fazem-se necessários sistemas de controle onde se possam ter parâmetros para controle dos ensaios a serem feitos, minimizando tempo para ajustes nos equipamentos e máquinas, erros dos operadores e, portanto, acelerando testes ou ensaios. Apesar de várias investigações e um grande número de diferentes soluções propostas pela literatura, a maioria dos sistemas industriais ainda são baseados em controles convencionais PID. Diferentes fontes estimam que esse tipo de controle seja usado entre 90 e 95% dos controladores. Isso acontece devido a seu baixo custo, simplicidade de operação e eficácia para a maioria dos sistemas (Rana *et al.*, 2009).

Nesse sentido, o objetivo principal deste trabalho é desenvolver e implementar um algoritmo de controle da amplitude da tensão mecânica aplicada pelo *shaker* eletrodinâmico a um corpo de prova usando controle PID em malha fechada. A variável de controle é a amplitude da tensão mecânica no corpo de prova. Com o mecanismo de controle desenvolvido torna-se possível a realização de vários testes, tais como fadiga, a avaliação das frequências de ressonância, além de todos os outros testes que estão vinculados à frequência e à amplitude da tensão mecânica.

Para o desenvolvimento do trabalho foram utilizados um *shaker* eletrodinâmico, um amplificador de sinais, um condicionador de sinais, além de *strain-gages* fixados ao corpo de prova para medir a deformação e a tensão mecânica sofrida pelo mesmo. Todo o sistema é desenvolvido na plataforma Agilent VEE (Agilent Vee, 2005a.) para envio, processamento e aquisição de dados.

As características dos materiais bem como a teoria de controle usados estão listadas no item 2. O desenvolvimento do sistema está descrito no item 3. Os resultados são apresentados no item 4, seguido das conclusões no item 5.

## 2. MATERIAS E MÉTODOS

### 2.1. Problema do controle da tensão mecânica em corpo de prova

O objetivo é fazer ensaios de fadiga mecânica em peças utilizando o *Shaker* para gerar deformações, e por conseguinte, tensão mecânica. Pretende-se projetar um controlador para o *Shaker* de forma que a tensão mecânica que é aplicada ao corpo de prova possa ser facilmente controlada e mantida durante os ciclos de carga e descarga do corpo de prova e em tempo real. Abaixo, se apresenta um esquema da configuração do sistema de controle.

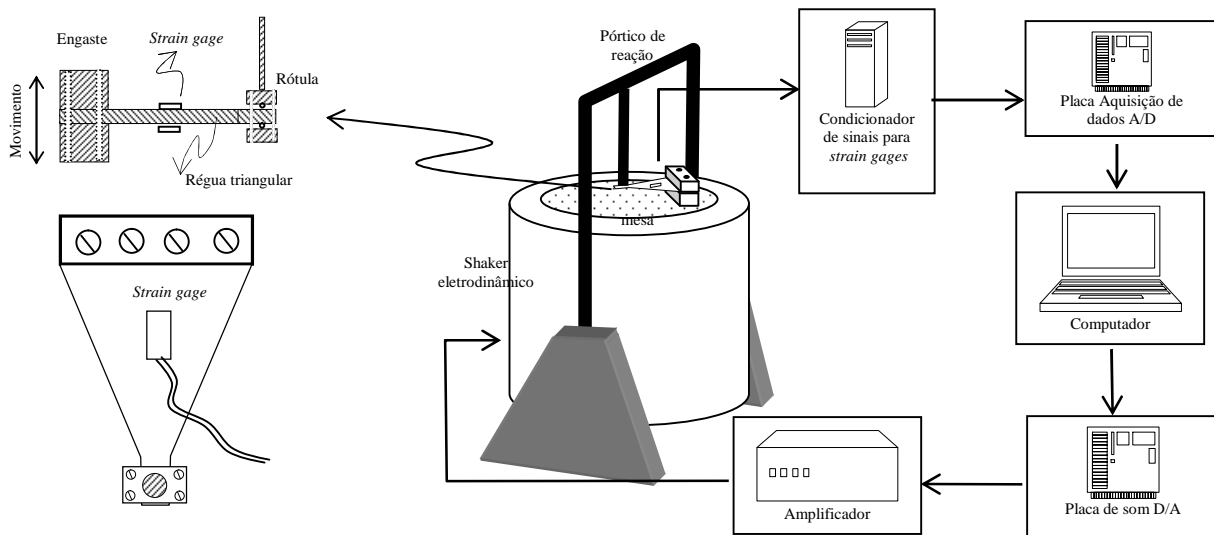


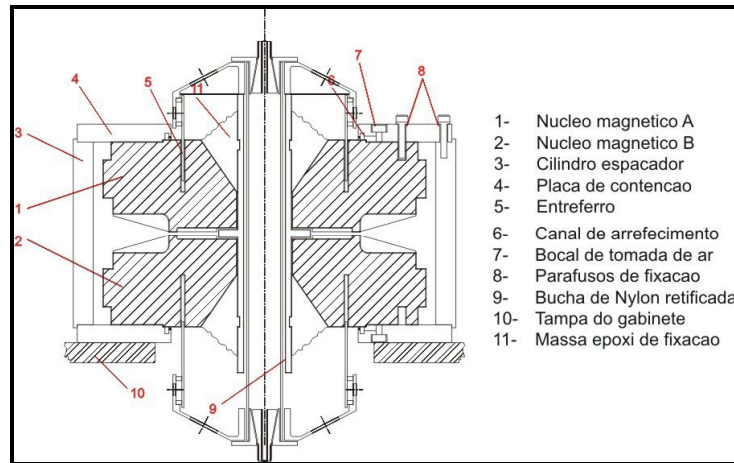
Figura 1. Esquema do Sistema de controle para a tensão mecânica no *Shaker* eletrodinâmico.

O corpo de prova é em formato triangular de forma que a medição da deformação em qualquer ponto de suas faces seja o mesmo, reduzindo as incertezas de medição da deformação por colagem do *strain gage*. A ponta do corpo de prova é rotulada através de roletas de aço e reage contra o pórtico de reação do *Shaker*. A parte engastada deste corpo de prova é rigidamente conectada à mesa vibratória a qual impõe deslocamentos prescritos gerando no mesmo, deformações e tensões mecânicas.

### 2.2. Característica dos equipamentos utilizados

#### 2.2.1. Shaker Eletrodinâmico

Um *shaker* é qualquer equipamento que aplica vibração de maneira controlada (aceleração, frequência, etc.) a outro objeto. O princípio operacional pode ser baseado em máquinas a combustão, máquinas hidráulicas, pneumáticas ou mesmo eletrodinâmicas (este trabalho). Assim, o dispositivo *shaker* eletrodinâmico é um mecanismo eletro-magnético que produz vibrações mecânicas numa mesa a qual é impulsionada por *voice-coils*. Ele trabalha baseado em forças eletromagnéticas geradas pela interação entre campos eletromagnéticos gerados por dois conjuntos de espiras. Uma delas contém seu próprio campo eletromagnético proporcional à tensão ou corrente aplicados (espiras da armadura ou *voice coil*) e o outro tem um campo magnético constante ao longo do tempo (espira de campo ou *field coil*). Os *voice-coils* empregados são com solenóides cuja extensão é de uma polegada, o que fornece certa amplitude para vibrações da mesa em torno do ponto central. Há uma armadura fixa para a espira de campo (base do *shaker*) e outra armadura ativa acoplada à mesa que suporta a peça a ser excitada e onde a aceleração pode ser medida para controle ativo da aceleração em ensaios. Os núcleos magnetizáveis são montados em oposição, necessitando ao mesmo tempo um duplo mancal para manter o alinhamento do êmbolo central dos mesmos. Na Fig. (2) está apresentado um corte de um *Shaker* eletrodinâmico genérico com suas principais partes constituintes (Gomes, 2008, Flora, 2006, Flora, 2008 e Lang, 1997).



**Figura 2. Conjunto Magnético Fixo de uma mesa vibratória.**

Para este trabalho, as características do *shaker* utilizado são as seguintes listadas:

- Modelo: St. 5000/300 TIRA Vibration Test Systems, Germany
- Faixa de Frequência de uso: 20 -5000 Hz;
- Massa do Sistema Móvel: 8,5 Kg;
- Zona de Amplitudes: 0 até +/- 6 mm;
- Massa do Objeto a ser Ensaiado (Carga Estática): 60 Kg;
- Força máxima transiente de aplicação: 2940 N
- Potência máxima requerida: 500 Watts
- Resistência interna espiras: 4 Ohms
- Tensão Blower: 220 / 380 V
- Potencia da Blower: 0,8 KW
- Rotação do Blower: 2850 RPM

### 2.2.2. Amplificador de sinais

O Amplificador tem como finalidade amplificar o sinal recebido do sistema de controle e enviar este sinal ao *Shaker*. O amplificador utilizado atualmente é um WATTSON modelo DBK 6000, um amplificador profissional de som com as características abaixo.

- Canais de amplificação: 2
- Potência de Saída por canal em 4 Ohms (Tensão AC=230V): 350W por canal.
- Classe de amplificação: AB
- Resposta em frequência (-3 dB) em 8 Ohms: 15 Hz a 40 KHz
- Distorção Harmônica Total + Ruído (THD + N) em 8 Ohms: < 0,05% de 20Hz a 1 KHz e < 0,1% de 20 Hz a 20 KHz.
- Impedância de Entrada (desbalanceada): 20 K $\Omega$
- Relação Sinal/Ruído (sem ponderação): > 90 dB

### 2.2.3. Condicionador de sinais

Para o condicionamento de sinais para a medição de deformação é utilizado um indicador digital de deformações modelo TMDE da empresa TRANSDUTEC. Dados do Aparelho são abaixo listados:

- Tensão de alimentação: 120-240 V (AC) 50-60 Hz
- Tensão de excitação da ponte de Wheatstone: 5, 2,5 e 1 V  $\pm$ 2% (DC);
- Filtro passa-baixas de 10Hz e de 1000Hz para sinais;
- 1 canal em 1/2 Ponte ou Ponte Completa de Wheatstone
- Uso de extensômetros de 100 a 600 $\Omega$ ;
- Sensibilidade ajustável de  $\pm$ 0,05 a  $\pm$ 50 mV/V
- Sinal de calibração do resistor de Shunt  $1\pm 2\%$  mV/V
- Resposta em frequência de 0-1000Hz (-1dB) e 0-10Hz(-1dB)
- Tensão de saída Nominal de  $\pm$ 10V
- Classe de precisão de 0,1%

### 2.2.4. Extensômetro

O Extensômetro (*Strain Gage*) é um resistor elétrico composto de uma grade metálica sobre uma camada isolante de substrato de polímero. Este sensor é usado para medir a deformação na superfície do corpo de prova em função de uma carga aplicada, medindo e verificando o comportamento da alteração de sua resistência elétrica através de circuitos de ponte e amplificadores.

O *Strain Gage* colado aos corpos de prova ensaiados foi o modelo PA06-125AA-120-LEN quando corpos de prova de aço e o PA13-125AA-120-LEN para os confeccionados em alumínio, com resistência nominal de 120  $\Omega$ , todos da empresa Excel Sensores Ltda.

### 2.2.5. Agilent VEE

O Agilent VEE (*Visual Engineering Environment*, ou Ambiente Visual de Engenharia) é um poderoso ambiente de programação gráfica para o teste automatizado, a medição e análises avançadas. O sistema consiste de um programa em linguagem descritiva de blocos (tipo fluxograma) com ilimitado número de blocos. A versão utilizada é 7.5.1 (Agilent Vee, 2005b.).

### 2.3. Controlador Proporcional-Integral-Derivativo

Segundo Ogata (2003), um controlador automático compara o valor real medido na saída do processo com o valor programado, permite um desvio, e produz um sinal de controle que reduz o desvio a um valor nulo ou muito pequeno.

Os controladores automáticos industriais podem ser classificados de acordo com a ação de controle como o PID. A combinação das ações proporcional, integral e derivativa para gerar um só sinal de controle, dá origem ao que chamamos de *controlador proporcional-integral-derivativo* ou simplesmente *PID*. O objetivo é aproveitar as características particulares de cada uma destas ações a fim de se obter uma melhora significativa do comportamento transitório e em regime permanente do sistema controlado. O sinal de controle gerado pelo controlador PID é assim genericamente dado como:

$$\begin{aligned} u(t) &= K_p \left[ e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(\tau) d\tau + T_d \frac{de(t)}{dt} \right] = \\ &= K_p e(t) + \frac{K_p}{T_i} \int_0^t e(\tau) d\tau + K_p T_d \frac{de(t)}{dt} = P(t) + I(t) + D(t) \end{aligned} \quad (1)$$

Desta forma tem-se três parâmetros de sintonia no controlador: o ganho proporcional  $K_p$  (**ação proporcional**), o tempo integral  $T_i$  (**ação integral**) e o tempo derivativo  $T_d$  (**ação derivativa**). O inverso do tempo integral é denominado a taxa de restabelecimento (reset). Essa taxa representa o número de vezes por minuto que a parte proporcional da ação de controle é duplicada.

No controle proporcional o valor de  $u(t)$  é proporcional ao valor do desvio, ou seja, quanto maior o valor de  $K_p$  mais forte é a ação proporcional de controle. Com o valor de  $K_p$  grande o processo estabiliza, porém muito abaixo do valor desejado. Segundo Fernandes (2006), com a diminuição desse parâmetro a estabilização ocorre mais próxima do valor desejado, mas uma redução excessiva pode levar o processo a instabilidade.

A ação integral consiste em uma resposta na saída do controlador que é proporcional a amplitude e duração do desvio. A ação integral funciona da seguinte maneira: a intervalos regulares, a ação integral corrige o valor de  $u(t)$  somando a este o valor do desvio. Este intervalo de atuação se chama tempo integral. A adoção de um termo integral excessivamente atuante pode levar o processo à instabilidade. A adoção de um integral pouco atuante retarda em demasia a estabilização.

A ação derivativa consiste em uma resposta na saída do controlador que é proporcional a velocidade variação do desvio. A ação derivativa tem o efeito de reduzir a velocidade das variações da variável do processo, evitando que se eleve ou reduza muito rapidamente, ou seja, se aumentarmos o valor de  $T_d$  o processo torna-se mais lento mas tem menos sobreavaliação (*overshooting*), (Bolton, 1995 e Phillips, 1996).

Em resumo, o controlador PID combina as vantagens do controlador PI e PD. A ação integral está diretamente ligada à precisão do sistema sendo responsável pelo erro nulo em regime permanente. O efeito desestabilizador do controlador PI é contrabalançado pela ação derivativa que tende a aumentar a estabilidade relativa do sistema ao mesmo tempo em que torna a resposta do sistema mais rápida devido ao seu efeito antecipatório, (Bennett, 1993 e Astrom, 2001).

A implementação do controlador PID pode ser feita fazendo-se aproximações numéricas das derivadas e da integral que aparecem na lei de controle. Desta forma, é possível descrever cada uma das ações por uma *equação de recorrência*. As equações de recorrência descrevem as operações matemáticas a serem programadas no microcontrolador ou no microcomputador onde será implementado o PID digital.

Consideremos que o período de amostragem  $\Delta T$  foi convenientemente escolhido de forma a satisfazer o Teorema da Amostragem. Neste trabalho este intervalo de tempo foi de  $\Delta T=20$  ms. O sinal de controle será atualizado apenas nos

instantes de tempo  $t_k=k\Delta T$ , ou simplificada denotaremos a saída do processo, o sinal de referência, o sinal de controle e o erro no instante  $t_k$  respectivamente como  $y(t)$ ,  $r(t)$ ,  $u(t)$  e  $e(t)$ . A rotina para a implementação digital do algoritmo de controle PID, pode ser escrita a partir das equações de recorrência de cada uma das ações. N equação seguinte está mostrada a implementação feita:

$$P(k) = K e(k)$$

$$I(k) = I(k-1) + (K \Delta T)[e(k) + e(k-1)]/(2T_i)$$

$$D(k) = [(p \Delta T - 2)/(p \Delta T + 2)]D(k-1) + [2KT_d / \Delta T (p \Delta T + 2)][e(k) - e(k-1)]$$

$$u(k) = P(k) + I(k) + D(k)$$

$$e(k-1) = e(k)$$

$$D(k-1) = D(k)$$

$$I(k-1) = I(k)$$

(2)

onde os símbolos  $P$ ,  $D$  e  $I$  são as parcelas de correção proporcional, derivativa e integrativa como indicado anteriormente,  $e(t)$  é o erro no instante  $k\Delta T$ , e  $k$  é o incremento do processo iterativo.

### 3. DESENVOLVIMENTO

Com a estrutura especificada acima, construímos um sistema de geração de tensão controlado que pode ser usado para realizar ensaios de fadiga. O Agilent VEE, referido programa, faz o envio de sinais da placa de som do PC para o amplificador de sinais e este os envia para o *Shaker*. No PC é gerado o sinal base conforme o valor da tensão mecânica, da freqüência e dos parâmetros de controle definidos pelo usuário. Este sinal é enviado gerando uma excitação na espiras do *Shaker* na forma senoidal o que faz a parte móvel (*voice coil* e mesa) produzirem um movimento oscilatório que transmite para o corpo de prova esta vibração produzindo uma deformação e gerando, conseqüentemente, uma tensão mecânica.

A deformação produzida no corpo de prova é medida pelo *strain-gage* e enviada ao condicionador de sinais o qual repassa ao computador através da placa de aquisição de dados, a fim de que o sinal recebido seja analisado pelo programa e corrigido para o próximo ciclo. O esquema abaixo mostra essa estrutura Fig. (3) junto das fotos do sistema de controle Fig. (4).

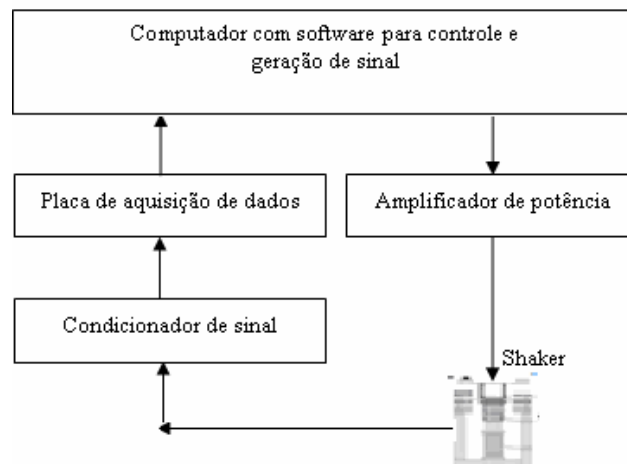


Figura 3. Estrutura do sistema de controle.

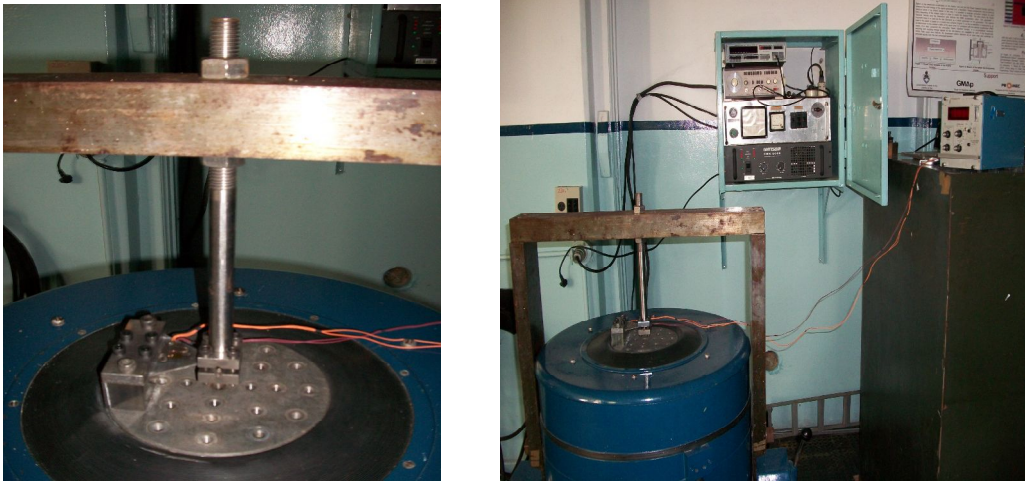


Figura 4. Fotos do protótipo ensaiado e da estrutura do sistema de controle.

O corpo de prova tem uma das extremidades fixada sob a parte oscilante do *Shaker* e a outra extremidade está ancorada em uma estrutura rígida, desta forma todo o movimento oscilatório do *Shaker* induz tensões trativas e compressivas na superfície do corpo de prova. Como o objetivo é controlar as tensões geradas em função das deformações aplicadas não nos preocupamos em utilizar corpos de prova padronizados para o ensaio. Sendo assim, foi utilizado um corpo de prova de aço com geometria triangular para não haver preocupação com o local exato da fixação do *strain gage*, pois com essa geometria as tensões são iguais em qualquer ponto do corpo de prova dentro da área triangular.

A deformação do corpo de prova é medida e enviada por um *Strain Gage* arranjado em meia ponte de *Wheatstone*, como conhecemos o módulo de elasticidade, sabendo qual a deformação gerada, podemos calcular a tensão a que está submetida aquela região do corpo de prova. O sinal é amplificado e recebido por uma placa de aquisição de dados USB-1208FS da empresa *Measurements Computing* (12 bits e limites de entrada de  $\pm 5V$ ) enviado ao PC através da entrada USB. O computador recebe esse sinal, calcula a tensão resultante desta deformação, compara com o a tensão especificada pelo usuário e aplica um controle PID para posteriormente reenviar o sinal corrigido ao *Shaker*, com o objetivo de fazer com que o valor da tensão calculado através dos dados fornecidos seja o mesmo valor especificado pelo usuário.

Como o sinal enviado do PC para o *Shaker* e recebido novamente pelo condicionador é um sinal elétrico, inserimos no programa caixas para transformação de tensão elétrica para mecânica, usando a seguinte relação com os dados abaixo. Para meia ponte *Wheatstone* a tensão mecânica é dada por:

$$\sigma = \frac{E2\Delta V}{kV_0G} \quad (3)$$

onde:  $\Delta V$  é o sinal elétrico recebido do condicionador,  $K=2.0$  (*gage factor*), constante referente ao *Strain Gage*,  $G=10^6$  representa o ganho do condicionador e  $V_0=5V$  é tensão de excitação. Tanto os valores da tensão desejada como de referência são baixos devido às limitações do *Shaker* e quanto às dimensões do corpo de prova e configurações do experimento.

O controle é feito baseado no valor RMS (*Root Mean Square*), ou seja, o valor médio quadrático da tensão, pois esse valor leva em conta a cronologia da onda e considera o valor da amplitude da onda que está diretamente ligado à energia contida na onda.

O programa está estruturado de maneira que o usuário possa entrar com o valor da tensão desejada, a frequência do sinal, bem como os valores dos parâmetros de controle, isto é, as constantes proporcional, integral e derivativa. Nessa mesma janela pode-se visualizar o sinal enviado e o adquirido, além do sinal de controle e o valor do erro. Em outra janela encontra-se a estrutura do programa, ou seja, todo o procedimento de geração, envio, recebimento e controle do sinal.

#### 4. RESULTADOS

Após vários ensaios os parâmetros que melhor se ajustaram ao sistema foram os seguintes: Tensão mecânica de 20 kPa e frequência de 50 Hz. Para os parâmetros de controle obtivemos diversos valores em que conseguimos controlar o sistema com um erro máximo na ordem de  $10^{-3}$ . Variando os parâmetros podemos visualizar uma mudança na estabilidade do sistema, bem como o aumento ou diminuição do *overshoot*. Alguns resultados são mostrados a seguir.

Mantendo-se constantes os parâmetros de controle proporcional e derivativo, podemos comprovar que, à medida que aumentamos o tempo integrativo o sistema torna-se mais lento, demorando para atingir o valor desejado pois na

Fig. (5) podemos ver que após 80 ciclos o sistema se estabiliza para valor baixo de tempo integral,  $T_i = 2$ . Para  $T_i = 15$  vezes maior o número de ciclos necessário para estabilizar o sistema é de aproximadamente 250 ciclos. Além disso, o sistema apresentou maiores oscilações com o aumento do tempo integral, conforme mostra a Fig. (6).



Figura 5. Ação de controle para os parâmetros:  $P = 0.3$ ,  $T_i = 2$ ,  $T_d = 3$ .

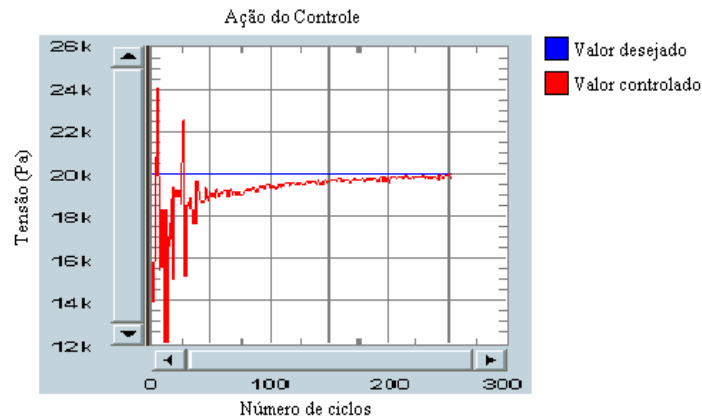


Figura 6. Ação de controle para os parâmetros:  $P = 0.3$ ,  $T_i = 30$ ,  $T_d = 3$ .

Agora mantendo fixos os parâmetros de controle proporcional e integral e variando somente o tempo derivativo podemos perceber que a medida que aumentamos o tempo derivativo o sistema torna-se mais lento, estabilizando em 40 ciclos para  $T_d = 2$ , conforme Fig. (7) e em 50 ciclos para  $T_d = 5$ , mostrado na Fig. (8). A variação do tempo derivativo foi pequena, pois para valores diferentes desses o sistema não estabilizou.

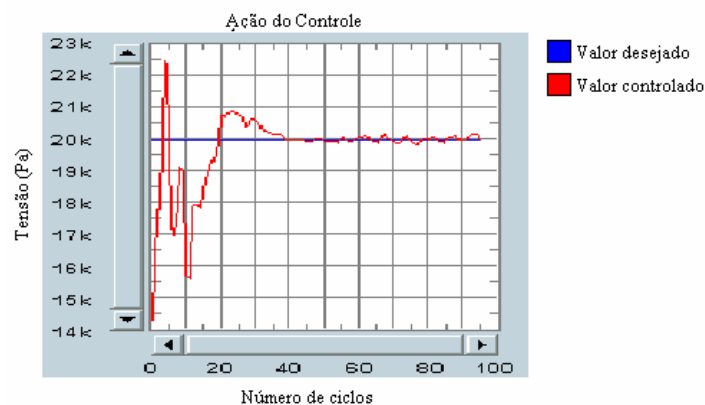


Figura 7. Ação de controle para os parâmetros:  $P = 0.3$ ,  $T_i = 3$ ,  $T_d = 2$ .

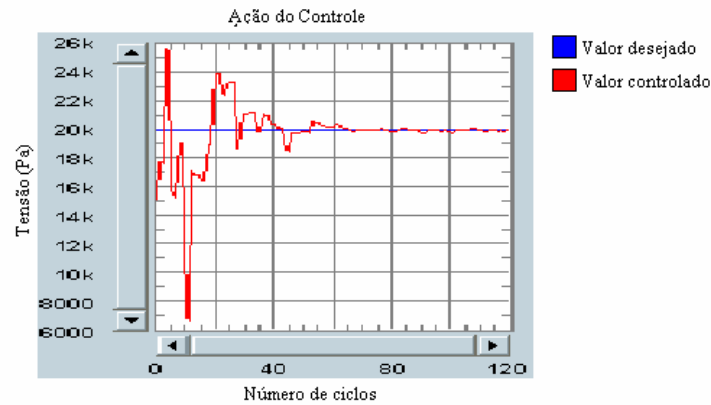


Figura 8. Ação de controle para os parâmetros:  $P = 0.3$ ,  $T_i = 3$ ,  $T_d = 5$ .

Nos gráficos acima observamos que, antes de estabilizar a carga no valor desejado, a carga ultrapassa o valor programado em torno de 20% o que para um ensaio de fadiga pode ser prejudicial, dependendo da carga que se esta trabalhando. Partindo deste principio é menos impactante para o ensaio colocarmos um valor proporcional menor, mesmo que para atingir o valor programado demore em torno de 200 ciclos como pode ser visto na Fig. (9).

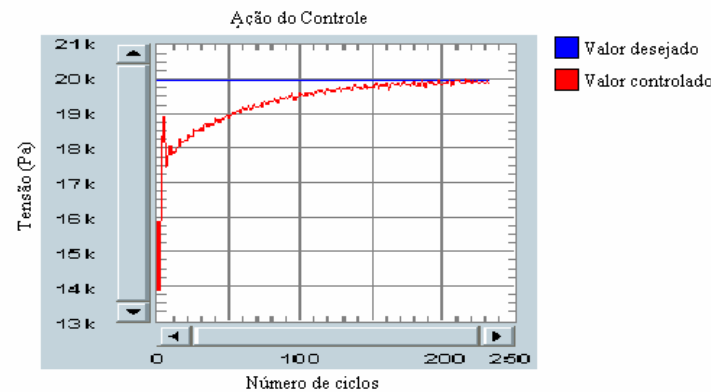


Figura 9. Ação de controle para os parâmetros:  $P = 0.05$ ,  $T_i = 3$ ,  $T_d = 3$ .

## 5. CONCLUSÃO

Neste trabalho foi apresentado o desenvolvimento de um controlador convencional PID para o gerenciamento das ações do *Shaker* eletrodinâmico visando o controle das tensões geradas em um corpo de prova acoplado entre a estrutura rígida e a mesa oscilatória. Para o desenvolvimento do trabalho foram realizados vários ensaios para ajuste dos parâmetros. Para os parâmetros de controle obtivemos diversos valores em que conseguimos controlar o sistema com um erro máximo na ordem de  $10^{-3}$ . Assim, concluímos que à medida que aumentamos o tempo integral e mantemos constantes os demais, o sistema tornou-se mais lento e mais oscilatório. Igualmente para o tempo derivativo, à medida que se aumenta o mesmo o sistema apresenta maiores oscilações demorando mais para se estabilizar. Em ambos os casos, o *overshoot* manteve-se sem alterações significativas, mantendo-se na faixa de 20%. Diminuindo a constante proporcional o sistema estabilizou sem *overshoot* com um número de ciclos aceitável, o que seria ideal por ser menos impactante do ponto de vista mecânico. Assim, concluímos que os resultados obtidos foram satisfatórios, alcançando o objetivo de controle de tensão do *Shaker* eletrodinâmico.

## 6. REFERÊNCIAS

- Agilent Vee Pro 7.5, Agilent VEE Pro User's Guide, Agilent Technologies, Inc., 9th Edition, 626p., May, 2005a.  
 Agilent Vee Pro 7.5, VEE Pro Advanced Programming Techniques, Agilent Technologies, Inc., 9th Edition, 612p., May, 2005b.  
 Astrom, K.J e Hagglund, T., "The Future of PID Control", 2001, Control Engineering Practice, pp. 1163 – 1175.  
 Bennett, S. "Development of the PID Controller", 1993, IEEE Control Systems., Vol. 13, pp. 58–65.  
 Bolton, W., 1995, "Engenharia de Controle", Ed. Makron Books, São Paulo, Brasil, 497 p.  
 Fernandes Junior, F.G., 2006, "Metodologia para Re-Sintonia de Controladores PID Industriais", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Rio Grande do Norte.



- Flora, L.D. e Grundling, H.A., 2006, "Acceleration Control of an Inverter-fed Electrodynamic Shaker", In Proceedings of the 37th IEEE Power Electronics Specialists Conference, Jeju, Korea , pp. 2799-2805.
- Flora, L.D. e Grundling, H.A., 2008, "An Electrodynamic Shaker Time Domain Sinusoidal Acceleration Controller", Institutions of Engineering and Technology, Control Theory and Applications, Vol. 2 , No. 12, pp. 1044-1053.
- Gomes, H.M., Gaspareto, D.S., Ferreira, F.S. e Thomas, C.A.K, 2008, "A Simple Closed-Loop Active Control of Electrodynamic Shaker by a Acceleration Power Spectral Density for Environmental Vibration Tests", Experimental Mechanics Springer, Vol. 48, pp. 683-692.
- Lang, G.F., "Electrodynamic Shaker Fundamentals", 1997, Sound and Vibration Magazine, pp .1-8.
- Ogata, K., 2004, "Engenharia de Controle Moderno", Ed. Prentice-Hall do Brasil, Rio de Janeiro, Brasil, 800 p.
- Phillips, C. L. e Harbor, R. D., 1996, "Sistemas de Controle e Realimentação", Ed. Makron Books, São Paulo, Brasil, 558 p.
- Rana, K. P. S.; Singh, R.; Sayann, K. S., Efficient active control of electrodynamic shaker using fuzzy logic, IEEE Transactions on industrial electronics, Draft, to be published, 2009.

## 7. DIREITOS AUTORAIS

Os autores Juliane Donadel, Herbert Martins Gomes, Frank Jonis Flores de Almeida e Selvino Alegranzi, da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído neste trabalho.

# IMPLEMENTATION OF A PID CONTROL SYSTEM FOR MECHANICAL STRESS IN FATIGUE LIFE TEST ON AN ELECTRODYNAMIC SHAKER

Juliane Donadel, [julidonadel@yahoo.com.br](mailto:julidonadel@yahoo.com.br)<sup>1</sup>  
Herbert Martins Gomes, [herbert@mecanica.ufrgs.br](mailto:herbert@mecanica.ufrgs.br)<sup>2</sup>  
Frank Jonis Flores de Almeida , [f\\_jonis@hotmail.com](mailto:f_jonis@hotmail.com)<sup>3</sup>  
Selvino Bork Alegranzi, [selvino.alegranzi@gmail.com](mailto:selvino.alegranzi@gmail.com)<sup>4</sup>

<sup>1,2,3,4</sup> Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Prorgama de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, R. Sarmento Leite, 425, sala 202, 90050-170, Porto Alegre, RS, Brazil.

**Abstract:** *With the technological advances, it is necessary to control systems which are responsible for required mechanical tests, minimizing time for equipment and experiment adjustments, human operator errors and thus speeding up tests and experiments. The objective of this work is to develop and implement a control algorithm, based on conventional PID control, for the magnitude of the mechanical stress on a specimen subjected to fatigue life-time test using an electrodynamic shaker. To develop the work we used an electrodynamic shaker, an amplifier, a signal conditioner and strain-gages attached to a specimen to measure the deformation and therefore the mechanical stresses. The system is developed in object-oriented language Agilent VEE program, responsible for acquiring stress signal, processing and sending the control signal. After several tests it was obtained the control parameters that best fitted the system, by trial and error manual adjustment. For the control parameters it was obtained several values that could control the system with a maximum error about  $10^{-3}$  in the desired stress reference. By varying the parameters one can see a change in system stability, as well as the increase or decrease of the overshoot. Thus, it was concluded that as one increases the integrative time and keep constant the other parameters, the system becomes slower and more oscillatory. Also for the derivative time, increasing this parameter, the system displays oscillations taking longer to stabilize. In both cases, the overshoot remained unchanged, keeping the range of 20%. Decreasing the proportional constant , the system stabilized without overshoot, what would be ideal because it is less striking in terms of mechanical stress in fatigue life tests. Thus, it is concluded that the results were satisfactory, reaching the goal of the design and implementation of a closed loop stress control system using an electrodynamic shaker.*

**Keywords:** PID control, electrodynamic shaker, fatigue, instrumentation.