

# **AVALIAÇÃO NUMÉRICA DA REDUÇÃO DA VIBRAÇÃO EM PROCESSOS DE USINAGEM USANDO MATERIAL PIEZELÉTRICO E CONTROLE PASSIVO**

**José Eduardo Cervelin, cervelin@usp.br<sup>1</sup>**  
**Maíra Martins da Silva, mairams@sc.usp.br<sup>1</sup>**  
**Reginaldo Teixeira Coelho, rtcoelho@sc.usp.br<sup>1</sup>**

<sup>1</sup>Departamento de Engenharia de Produção Mecânica, Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, Av. Trabalhador Sancarlense, 400, 13566-590, São Carlos-SP, Brasil

**Resumo.** *Análises numéricas durante o projeto de um produto têm sido amplamente utilizadas, não só para encurtar os ciclos de desenvolvimento, reduzindo os custos de projeto, mas também para melhorar o desempenho do produto. O desempenho de máquinas-ferramentas é altamente dependente da interação da dinâmica estrutural, da ação do sistema de controle e do processo de corte. Como a vibração auto-excitada é uma grande limitação para a produtividade e a qualidade das operações de usinagem, estratégias para a sua redução devem ser consideradas e avaliadas durante o projeto de uma máquina-ferramenta. Esse fenômeno, que causa instabilidade, está relacionado com a fase entre as ondulações deixadas na superfície da peça usinada durante cortes sucessivos. Além dos parâmetros de corte, como a velocidade de rotação, o avanço e a profundidade de corte, o amortecimento estrutural tem um papel importante na instabilidade do processo de usinagem. Os parâmetros de corte influenciam a fase entre as modulações sucessivas que afeta o amortecimento e a rigidez do sistema. O amortecimento estrutural apresenta uma relação proporcional com o limite de estabilidade. Portanto, a estabilidade do sistema pode ser melhorada aumentando o amortecimento estrutural de forma ativa ou passiva. Neste trabalho, uma avaliação numérica do uso de material piezolétrico associado a um circuito elétrico com o objetivo de aumentar o amortecimento passivamente durante uma operação de torneamento é realizada. Primeiramente, a relação proporcional entre o amortecimento estrutural e o limite de estabilidade é explicada. Em seguida, um modelo eletro-mecânico, incluindo o suporte da ferramenta de corte, a camada piezolétrica e o circuito elétrico, é obtido. Diversos circuitos elétricos são investigados e diagramas de estabilidade são ilustrados. A partir dos resultados numéricos, pode-se concluir que a utilização de material piezolétrico associado a um circuito indutivo/resistivo é uma alternativa eficaz para redução de vibração nas operações de torneamento.*

**Palavras-chave:** *vibração auto-excitada, torneamento, material piezolétrico*

## **1. INTRODUÇÃO**

Análises numéricas durante o projeto de um produto têm sido amplamente utilizadas, não só para encurtar os ciclos de desenvolvimento, reduzindo os custos de projeto, mas também para melhorar o desempenho do produto (da Silva *et al.*, 2009). Uma vez que o desempenho de máquinas-ferramentas é altamente dependente da interação da dinâmica estrutural, da ação do sistema de controle e do processo de corte, o projeto de máquinas-ferramentas deve ser realizado de acordo com os procedimentos de um projeto mecatrônico. Projeto mecatrônico pode ser definido como o projeto integrado de sistemas eletro-mecânicos, seus controles e parâmetros do processo de corte, o que requer ferramentas de simulação que permitem o acesso direto de parâmetros estruturais, de controle e do processo de corte. Estas ferramentas devem permitir a modelagem dinâmica da máquina, o projeto do sistema de controle e a avaliação do sistema de malha fechada (da Silva *et al.*, 2008).

Além disso, como a vibração auto-excitada é uma grande limitação para a produtividade e a qualidade das operações de usinagem, estratégias para a sua redução devem ser consideradas e avaliadas durante o projeto de uma máquina-ferramenta. A vibração auto-excitada (*chatter*) é um problema de instabilidade no processo de corte de metal caracterizados por vibrações violentas, som alto, má qualidade do acabamento superficial da peça, desgaste excessivo da ferramenta e baixo rendimento (Ganguli, 2005). A regeneração da espessura do cavaco, que está relacionada com a fase entre as modulações deixadas na superfície durante os sucessivos cortes, é a razão mais comum por trás desse fenômeno de instabilidade. O fenômeno da regeneração foi inicialmente proposto por Tlustý and Polacek (1963); Tobias and Fishwick

(1958). Além dos parâmetros de corte, como a velocidade de rotação, o avanço e a profundidade de corte, o amortecimento estrutural tem um papel importante na instabilidade do processo de usinagem. Os parâmetros de corte influenciam a fase entre as modulações sucessivas que afeta o amortecimento e a rigidez do sistema. O amortecimento estrutural apresenta uma relação proporcional com o limite de estabilidade.

A estabilidade do sistema pode ser melhorada aumentando o amortecimento do sistema de forma ativa ou passiva. O efeito do aumento do amortecimento no sistema de forma ativa é investigado por Ganguli *et al.* (2007). Além da análise tradicional do diagrama de estabilidade, o estudo do lugar das raízes do sistema de acordo com a profundidade de corte é utilizado para avaliar a estabilidade do sistema (Ganguli *et al.*, 2007). A viabilidade de aumentar o amortecimento do sistema de forma ativa utilizando sensores e atuadores piezoelétricos durante um processo de fresamento é estudada em Zhang and Sims (2005). Várias técnicas têm sido exploradas para aumentar o amortecimento passivamente, entre elas: o uso de amortecedores de impacto, de partículas e de massa sintonizados (Ema and Marui, 2000; Sims *et al.*, 2005). O uso de uma camada de material piezoelétrico juntamente com um circuito elétrico para aumentar o amortecimento passivamente é investigada numericamente em Erturk and Inman (2009). Nesse trabalho, além do uso do material piezoelétrico, um modelo eletro-mecânico de parâmetros distribuídos foi proposto e o uso de diversos circuitos elétricos foi investigado. Esta metodologia é utilizada a seguir para avaliar numericamente a inclusão de amortecimento em um estudo de caso de forma passiva.

Com base na teoria descrita em Ganguli *et al.* (2007), conceitos sobre a vibração regenerativa são introduzidos e a relação proporcional entre amortecimento e limite de estabilidade é explorada na Seção 2. Com base na teoria descrita em Erturk and Inman (2009), um modelo eletro-mecânico de parâmetros distribuídos do suporte da ferramenta, da camada piezoelétrica e do circuito elétrico é brevemente apresentado na Seção 3. Utilizando a metodologia descrita na Seção 3, a viabilidade de aumentar o amortecimento passivamente em um centro de usinagem é estudada na Seção 4. Finalmente, as conclusões são apresentadas na Seção 5.

Estes resultados numéricos podem auxiliar o engenheiro a escolher os parâmetros da camada de material piezoelétrico e do circuito elétrico. Esta metodologia contribui para o objetivo principal deste trabalho que é construir uma plataforma virtual para auxiliar o projeto mecatrônico de máquinas-ferramentas.

## 2. VIBRAÇÃO AUTO-EXCITADA GERADA A PARTIR DO FENÔMENO DE REGENERAÇÃO EM PROCESSOS DE TORNEAMENTO

Para uma determinada combinação de parâmetros de um processo de usinagem (como por exemplo: profundidade de corte, velocidade, avanço), uma grande variação na espessura do cavaco pode ocorrer. Essa variação gera grandes forças de corte e deslocamentos promovendo *chatter*. A Fig. 1 ilustra o processo de regeneração que acontece devido as vibrações que ocorrem em cortes sucessivos. Supõe-se que a ferramenta é flexível no sentido força de corte,  $T$  é o período de revolução,  $w(t)$  e  $w(t - T)$  são os deslocamentos em dois cortes sucessivos e  $h_0$  é o valor nominal (estático) da profundidade de corte. A profundidade de corte  $h(t)$  instantânea é

$$h(t) = h_0(t) + w(t - T) - w(t) \quad (1)$$

Uma hipótese comum é que a força de corte  $F_c$  é proporcional à área frontal do cavaco. A área do cavaco pode ser calculada através da largura de corte  $a$  e da profundidade instantânea de corte  $h(t)$ . Desta forma, a força de corte pode ser expressa como:

$$F_c(t) = K_f a (h_0(t) + w(t - T) - w(t)) \quad (2)$$

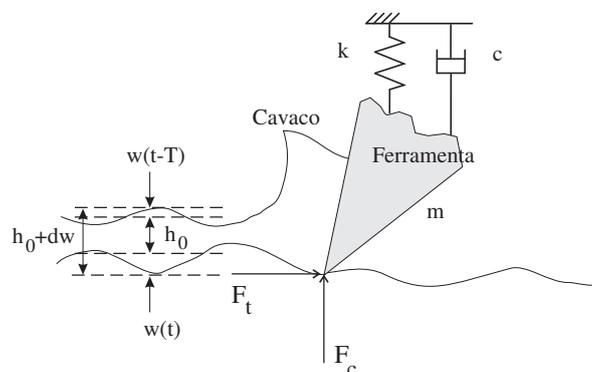


Figura 1. O processo de regeneração (Ganguli *et al.*, 2007)

onde  $K_f$  é o coeficiente de corte que pode ser obtido experimentalmente.

A relação entre a força de corte  $F_c$  e o deslocamento da extremidade livre da ferramenta  $w$  pode ser descrita, no domínio de Laplace, pelo função transferência do sistema  $G(s)$ :

$$G(s) = \frac{W(s)}{F_c(s)} \quad (3)$$

Com base nas relações  $H(s)/W(s)$  e  $W(s)/H_0(s)$ , a relação entre a profundidade de corte instantânea e a nominal pode ser descrita como:

$$\frac{H(s)}{H_0(s)} = \frac{1}{1 + K_{cut}(s)G(s)(1 - e^{-sT})} \quad (4)$$

onde  $K_{cut}(s) = K_f a$ . A equação característica do sistema de malha fechada,  $1 + K_{cut}(s)G(s)(1 - e^{-sT}) = 0$ , pode ser empregada na determinação da frequência de vibração  $\omega_c$  (*chatter frequency*). Substituindo  $s = i\omega_c$  na equação característica e usando a identidade de Euler, obtemos:

$$K_{lim} = K_{cut}(i\omega_c) = \frac{\Lambda_R(1 - \cos(\omega_c T)) - \Lambda_I \sin(\omega_c T)}{2(\Lambda_R^2 + \Lambda_I^2)(1 - \cos(\omega_c T))} - \frac{\Lambda_I(1 - \cos(\omega_c T)) + \Lambda_R \sin(\omega_c T)}{2(\Lambda_R^2 + \Lambda_I^2)(1 - \cos(\omega_c T))} i \quad (5)$$

onde  $\Lambda_R = Re(G(i\omega_c))$  e  $\Lambda_I = Imag(G(i\omega_c))$ . Dado que o limite de estabilidade do sistema  $K_{lim} = K_{cut}(i\omega_c)$  é uma propriedade física, a sua parte imaginária é nula. Usando este fato,  $\omega_c$  e  $K_{lim}$  podem ser calculados:

$$\omega_c T = 2p\pi - 2\tan^{-1}\left(\frac{\Lambda_R}{\Lambda_I}\right) \quad (6)$$

$$K_{lim} = -\frac{1}{2\Lambda_R} \quad (7)$$

onde  $p=1, 2, 3 \dots$ . Desta forma,  $K_{lim}$  pode ser estendido tornando a parte real da função transferência do sistema menos negativa (Ganguli *et al.*, 2007). Diagramas de estabilidade podem ser gerados plotando  $K_{lim}$  versus a rotação da peça.

Modelando o suporte da ferramenta como um sistema com um único grau de liberdade, de acordo com os parâmetros mostrados na Fig. 1, a equação dinâmica do sistema pode ser descrita por:

$$(ms^2 + cs + k + 1 - e^{-sT})W(s) = K_{cut}(s)H_0(s) \quad (8)$$

Substituindo  $s = i\omega_c$  e usando a identidade de Euler,  $K_{lim}$  pode ser obtido quando não há amortecimento atuando no sistema, caracterizando um sistema instável. Dessa maneira,

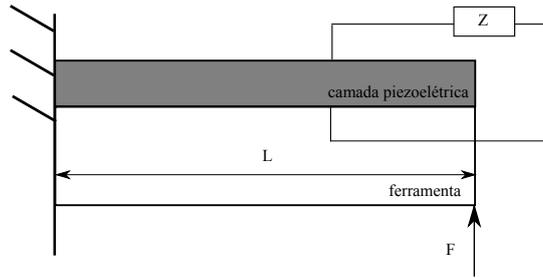
$$K_{lim} = -c \frac{\omega_c}{\sin(\omega_c T)} \quad (9)$$

Desta forma, uma alternativa para melhorar o limite de estabilidade do sistema é aumentar o amortecimento devido a proporcionalidade demonstrada pela Eq. 9. Essa alteração pode ser realizada de forma passiva ou ativa.

### 3. REDUÇÃO DA VIBRAÇÃO AUTO-EXCITADA GERADA A PARTIR DO FENÔMENO DE REGENERAÇÃO ATRAVÉS DA INTRODUÇÃO DE AMORTECIMENTO PASSIVAMENTE

Neste trabalho, o uso de uma camada de material piezelétrico para o aumento do amortecimento de uma máquina-ferramenta é investigado numericamente. Com o intuito de modificar passivamente o amortecimento, uma camada de material piezelétrico cobrindo toda a superfície do suporte da ferramenta é incorporada ao sistema. O par de eletrodos condutores da camada piezelétrica é conectado a um circuito elétrico, de impedância  $Z$ , modificando a dinâmica do sistema. Essa solução é ilustrada na Fig. 2. O desempenho dessa solução é avaliado por meio de um modelo eletro-mecânico de parâmetros distribuídos. O suporte da ferramenta é modelado como uma viga engastada submetida à força de corte na extremidade livre.

Recentemente, um modelo eletro-mecânico de parâmetros distribuídos de uma viga engastada conectada a uma camada de material piezelétrico e a um circuito elétrico foi proposto por Erturk and Inman (2009, 2008). A obtenção desse modelo é resumida a seguir. Essa metodologia é explorada para a obtenção da função de transferência do sistema  $G(s)$ .


 Figura 2. Camada piezoelétrica conectada com a impedância  $Z$  e a viga (suporte da ferramenta)

Para dada uma estrutura, denotada por  $s$ , e uma camada de material piezoelétrico, denotada por  $p$ , as relações entre a deformação  $T$  e a tensão  $S$  são dadas por:

$$T_1^s = Y_s S_1^s \quad (10)$$

$$T_1^p = Y_p (S_1^p - d_{31} E_3) \quad (11)$$

onde  $Y_*$  é o Módulo de Elasticidade,  $E_3$  é o campo elétrico na direção  $y$  e  $d_{31}$  é a constante piezoelétrica para uma tensão axial na direção  $x$ , quando o material é polarizado na direção  $y$ . O momento de flexão  $M(x,t)$  no ponto  $x$  pode ser obtido através da integração do primeiro momento da distribuição de tensões em uma seção transversal sobre a área Erturk and Inman (2008):

$$M(x,t) = - \int_{h_a}^{h_b} T_1^s b y dy - \int_{h_b}^{h_c} T_1^p b y dy \quad (12)$$

As dimensões da viga e da camada piezoelétrica são mostradas na Fig. 3. Com base nas hipóteses da viga Euler-Bernoulli, a equação diferencial parcial do movimento de vibração livre de uma viga pode ser escrita como Rao (1995):

$$\frac{\partial^2 M(x,t)}{\partial x^2} + \rho A \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial t^2} = 0 \quad (13)$$

onde  $w(x,t)$  é o deslocamento transversal no ponto de  $x$ ,  $\rho$  é a densidade e  $A$  é a área. Substituindo as Eqs. 10-12 na Eq. 13 e considerando  $E_3 = -e(t)/h_p$ , onde  $e(t)$  é a tensão elétrica na camada de material piezoelétrico e  $M(x,t)$  pode ser descrito como

$$M(x,t) = b \left[ \frac{Y_s (h_b^3 - h_a^3) + Y_p (h_c^3 - h_b^3)}{3} \right] \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x^2} - \frac{Y_p d_{31} b}{2h_p} (h_c^2 - h_b^2) e(t) \quad (14)$$

onde  $YI$  é a rigidez de flexão e  $\vartheta$  é o termo de acoplamento. Esses termos podem ser descritos pelas Eqs. 15 e 16, respectivamente.

$$YI = b \left[ \frac{Y_s (h_b^3 - h_a^3) + Y_p (h_c^3 - h_b^3)}{3} \right] \quad (15)$$

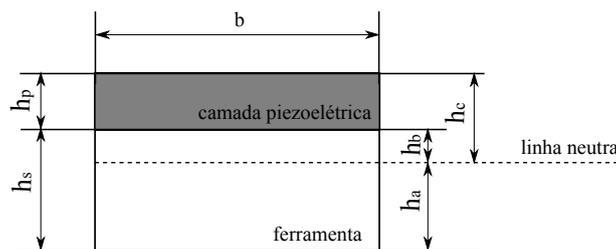


Figura 3. Seção transversal da ferramenta e da camada piezoelétrica

$$\vartheta = -\frac{Y_p d_{31} b}{2h_p} (h_c^2 - h_b^2) \tag{16}$$

Neste trabalho, supõe-se que a camada de material piezoeletrico cobre o comprimento total do suporte da ferramenta. Erturk and Inman (2008) fornecem uma metodologia adequada para a avaliação de sistemas com camadas de comprimento diferentes e para a adição de amortecimento estrutural viscoelástico e viscoso. A equação governante do movimento pode ser encontrada substituindo a Eq. 14 na Eq. 13. A resposta da estrutura pode ser determinada usando superposição modal (Rao, 1995). A operação fundamental da superposição modal é a transformação dos deslocamentos  $w(x, t)$  em coordenadas modais  $\eta_r$  que estão associadas aos modos de vibrar do sistema  $\phi_r$ . Desta forma, qualquer deslocamento físico pode ser calculado através da superposição adequada das amplitudes dos modos de vibração:

$$w(x, t) = \sum_{r=1}^{\infty} \phi_r(x) \eta_r(t) \tag{17}$$

Considerando condições de contorno fixa-livre, os modos de vibração de uma viga podem ser calculados por (Erturk and Inman, 2008):

$$\phi_r(x) = \sqrt{\frac{1}{\rho A}} \left[ \cosh \frac{\lambda_r}{L_b} x - \cos \frac{\lambda_r}{L_b} x - \sigma_r \left( \sinh \frac{\lambda_r}{L_b} x - \sin \frac{\lambda_r}{L_b} x \right) \right] \tag{18}$$

onde  $L_b$  é o comprimento total da viga,  $\sigma_r$  é dado pela Eq. 19 e os números adimensionais  $\lambda_r$  são dados por Eq. 20.

$$\sigma_r = \frac{\sinh \lambda_r - \sin \lambda_r}{\cosh \lambda_r + \cos \lambda_r} \tag{19}$$

$$\cos \lambda_r \cdot \cosh \lambda_r = -1 \tag{20}$$

Os modos de vibrar são normalizados pela massa  $\rho A$  e satisfazem as condições de ortogonalidade. Os seis primeiros modos de vibração e números adimensionais estão ilustrados na Fig. 4. As frequências naturais são relacionadas aos números adimensionais por

$$\omega_r = \lambda_r^2 \frac{YI}{\rho A L_b^4} \tag{21}$$

Usando a transformação modal dada pela Eq. 17 na equação de movimento que rege o sistema encontrada com a substituição da Eq. 14 na Eq. 13, a equação modal de movimento pode ser encontrada.

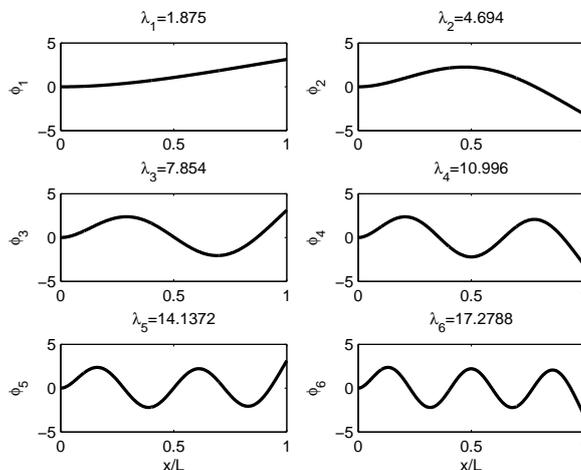


Figura 4. Modos de vibrar e números adimensionais

Considerando  $\eta_r(t) = H_r e^{i\omega t}$  e  $e(t) = E e^{i\omega t}$ , a equação modal de movimento para viga engastada submetida a força aplicada na extremidade livre é dada, no domínio de Laplace, por

$$(s^2 + 2\zeta_r \omega_r s + \omega_r^2) H_r + \chi_r E = F(s) \phi_r(L_b) \quad (22)$$

onde  $\zeta_r$  é o fator de amortecimento modal, que nesse trabalho é escolhido arbitrariamente, e  $\chi_r$  pode ser formulado como

$$\chi_r = \vartheta \left. \frac{d\phi_r(x)}{dx} \right|_{x=L_b} \quad (23)$$

A fim de obter  $G(s)$ , as relações  $\eta(s)/F(s)$  e  $H_r/F(s)$  também devem ser conhecidas. A relação  $H/F(s)$  pode ser obtida da Eq. 22, se a relação  $E/F(s)$  for conhecida. Essa relação pode ser obtida considerando a equação constitutiva piezométrica do deslocamento elétrico  $D_3$  (Erturk and Inman, 2008):

$$D_3 = -d_{31} Y_p h_{pc} \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x^2} - \epsilon_{33}^S \frac{e(t)}{h_p} \quad (24)$$

onde  $\epsilon_{33}^S = \epsilon_{33}^T - d_{31}^2 Y_p$ ,  $\epsilon_{33}^T$  é a permissividade com a tensão constante e  $h_{pc}$  é a distância do centro da camada de material piezométrico para a linha neutra (ver Fig. 1). A carga elétrica  $q(t)$  desenvolvida pelo material piezométrico pode ser calculada integrando o deslocamento elétrico sobre a área do eletrodo. Caso os eletrodos estejam conectados a um circuito elétrico de impedância  $Z(t)$ , a tensão e a carga elétrica estão relacionados por

$$e(t) = Z(t) \frac{dq(t)}{dt} \quad (25)$$

Calculando a carga elétrica  $q(t)$ , substituindo o seu valor na Eq. 25 e usando a transformação modal (Eq. 17), a equação circuito elétrico, no domínio de Laplace, pode ser descrito por:

$$\left( sC_p + \frac{1}{Z(s)} \right) E + s \sum_{r=1}^{\infty} \chi_r H_r = 0 \quad (26)$$

onde  $C_p$  é a capacitância da camada piezométrica dada por

$$C_p = \frac{\epsilon_{33}^S b L_b}{h_p} \quad (27)$$

Denominando  $G_H(s) = s^2 + 2\zeta_r \omega_r s + \omega_r^2$  e reorganizando os termos das equações acopladas (Eqs. 22 e 26), a relação  $H_r/F(s)$  pode ser escrita como (Erturk and Inman, 2009):

$$\frac{H_r}{F}(s) = \frac{\phi_r(L_b) - \chi_r \frac{s \sum_{r=1}^{\infty} \frac{\phi_r(L_b) \chi_r}{G_H(s)}}{sC_p + \frac{1}{Z(s)} + s \sum_{r=1}^{\infty} \frac{\chi_r^2}{G_H(s)}}}{G_H(s)} \quad (28)$$

É importante destacar que a Eq. 28 e os deslocamentos  $w(t)$  e  $w(t-T)$  associados com as vibrações sucessivas da Seção 2, estão relacionados com a resposta da extremidade livre da viga,  $w(L_b, t)$ . Desta forma, a função de transferência  $G(s)$  é dada por

$$G(s) = \left. \frac{W}{F_c}(s) \right|_{x=L_b} = \sum_{r=1}^{\infty} \phi_r(L_b) \frac{H_r}{F}(s) \quad (29)$$

## 4. ESTUDO DE CASO: RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste trabalho, um modelo de parâmetros distribuídos é explorado para avaliar o uso de uma camada de material piezoeletrico juntamente com um circuito elétrico como uma alternativa para aumentar o amortecimento do sistema durante operações de torneamento. A geometria do suporte da ferramenta foi escolhida de maneira a ser semelhante às barras comercialmente disponíveis. As dimensões da barra são  $0.150\text{m} \times 0.020\text{m} \times 0.020\text{m}$ . O material selecionado é de aço 1045. A função de resposta em frequência (FRF) de ponto da extremidade livre da viga é mostrada nas Figs. 5-7 sob o nome 'sem PZT'. O acrônimo PZT se refere a camada de material piezoeletrico.

Os dados da camada de material piezoeletrico assim como dados sobre o material escolhido são descritos na Seção 4.1. As comparações entre as FRFs do sistema considerando diferentes circuitos elétricos são discutidas na Seção 4.2. A Seção 4 é finalizada com a discussão dos diagramas de estabilidade dos diferentes sistemas.

### 4.1 Camada piezoeletrica e circuitos elétricos

O material piezoeletrico escolhido é o PZT-5A, que é uma das cerâmicas piezoeletricas mais empregadas. Algumas propriedades desse material utilizadas durante os cálculos são apresentadas na Tabela 1. Esta camada piezoeletrica é conectada a um circuito elétrico através de um par de eletrodos, conforme ilustrado na Fig. 2. Os efeitos do circuito elétrico no sistema dependem da impedância  $Z$  do circuito. Segundo Erturk and Inman (2009), um circuito elétrico resistivo afeta o amortecimento e a rigidez do sistema, um circuito elétrico capacitivo afeta a rigidez do sistema e um circuito indutivo age como um absorvedor dinâmico. Considerando esses efeitos, os circuitos resistivos, indutivos e sua combinação em série, conforme descrito na Tabela 2, são investigadas a seguir.

Tabela 1. Propriedades do material piezoeletrico PZT-5A

Propriedade	Símbolo	Valor
Módulo de elasticidade	$Y_p$	$6.1 \cdot 10^{10}$ Pa
Acoplamento piezoeletrico	$d_{33}$	$-175 \cdot 10^{-12}$ C/N
Permissividade Relativa	$\epsilon_{33}^T$	$1.27 \cdot 10^9$ F/m
Densidade	$\rho$	$7750$ kg/m <sup>3</sup>

Tabela 2. Circuitos elétricos investigados nesse trabalho

Caso	Impedância ( $Z$ )	Descrição
1	R	Resistivo
2	Ls	Indutivo
3	Ls+R	Resistivo & Indutivo (em série)

### 4.2 Comparação entre funções transferência para diferentes circuitos elétricos

Duas espessuras de material piezoeletrico,  $h_p$ , são considerados: 2mm e 4mm. A inclusão de material piezoeletrico no sistema não modifica só as dimensões e peso deste, mas também a sua capacitância devido à capacitância interna do material piezoeletrico,  $C_p$ . Este fenômeno pode ser verificado avaliando a amplitude da FRF do sistema  $|G(s)|$  quando o circuito elétrico está aberto, como ilustrado na Fig. 5. A ressonância do sistema é modificada de 770Hz para 800Hz se  $h_p = 2\text{mm}$  e 850Hz se  $h_p = 4\text{mm}$ . No entanto, o amortecimento do sistema permanece o mesmo.

#### 4.2.1 Circuito Resistivo

O circuito resistivo afeta tanto a rigidez quanto o amortecimento do sistema. No entanto, essas modificações são muito pequenas para o caso analisado, conforme ilustrado na Fig. 5. As ressonâncias do sistema apresentam diferenças inferiores a 0,5% entre o circuito aberto ( $R = \infty$ ) e o curto-circuito ( $R = 0$ ), para ambas espessuras avaliadas (Figs. 5a e 5b, respectivamente). Além disso, ambos os circuitos apresentam aumentos insignificantes de amortecimento. O maior aumento de amortecimento acontece quando  $R = 4000\Omega$ . No entanto, esta redução é ainda insignificante para essa aplicação. Desta forma, pode-se concluir que a utilização de um circuito resistivo é ineficaz para a alteração da dinâmica do sistema para o estudo de caso.

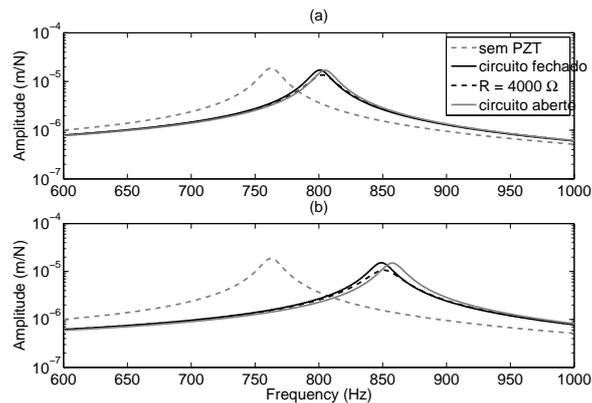


Figura 5.  $|G(s)|$ : Comparação entre diferentes circuitos resistivos para (a)  $h_p=2\text{mm}$  e (b)  $h_p=4\text{mm}$

#### 4.2.2 Circuito indutivo

O circuito indutivo funciona como um absorvedor dinâmico não-amortecido conforme ilustrado na Fig. 6. Isso pode ser explicado através das analogias entre a eletrônica analógica e a mecânica translacional (Pelz, 2003). Desta forma, um circuito elétrico indutivo se assemelha a um sistema de absorção massa-mola que deve ser ajustado para modificar a frequência de ressonância do sistema. A Fig. 6 mostra que para valores similares de  $L$ , a resposta do sistema varia amplamente, demonstrando que essa solução requer ajuste cuidadoso. Além disso, a escolha dos parâmetros do circuito indutivo é altamente dependente da espessura da camada piezoeletrica (como mostra a Fig. 6) e dos materiais (como mostrado por Erturk and Inman (2009)). A Fig. 6 confirma que nenhum amortecimento foi adicionado ao sistema pois os picos de ressonância permanecem acentuados. Com o intuito de dissipar a energia, e portanto, aumentar o amortecimento do sistema, um resistor pode ser adicionado ao circuito indutivo como no caso 3 tratado a seguir.

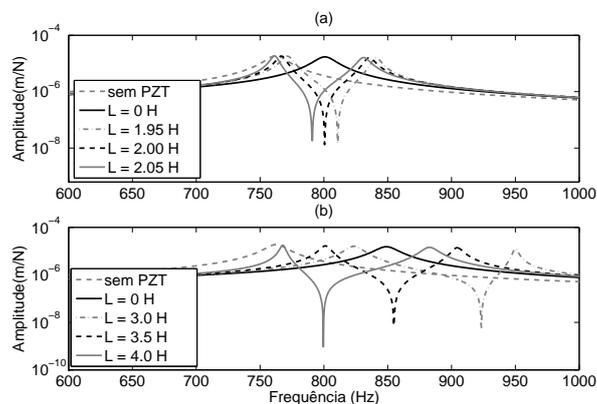


Figura 6.  $|G(s)|$ : Comparação entre diferentes circuitos indutivos para (a)  $h_p=2\text{mm}$  e (b)  $h_p=4\text{mm}$

#### 4.2.3 Circuito resistivo & indutivo em série

O circuito resistivo & indutivo em série funciona como um absorvedor dinâmico amortecido conforme ilustrado na Fig. 7. Para  $h_p = 2\text{mm}$  e  $h_p = 4\text{mm}$ , o indutor foi ajustado para  $L = 2\text{H}$  e  $L = 3.5\text{H}$ , respectivamente. A adição de um resistor em série promove grande atenuação na resposta em frequência do sistema. O valor ideal do resistor depende da espessura da camada piezoeletrica (como ilustrado na Fig. 7) e do material. A Fig. 7a mostra que o sistema com  $h_p = 2\text{mm}$ ,  $L = 2\text{H}$  e  $R=1500\ \Omega$  apresenta a frequência de ressonância bastante amortecida. O mesmo ocorre para o sistema com  $h_p = 4\text{mm}$ ,  $L = 3.5\text{H}$  e  $R=4000\ \Omega$  na Fig. 7b.

#### 4.3 Diagrama de estabilidade

O diagrama de estabilidade é um gráfico que delimita as combinações dos parâmetros de processo de corte instáveis dos estáveis. Cortes estáveis ocorrem na região abaixo do limite de estabilidade, enquanto os cortes instáveis ocorrem acima do limite de estabilidade. Estes diagramas podem ser gerados plotando  $K_{lim}$  versus a rotação da máquina, conforme descrito na Seção 2.

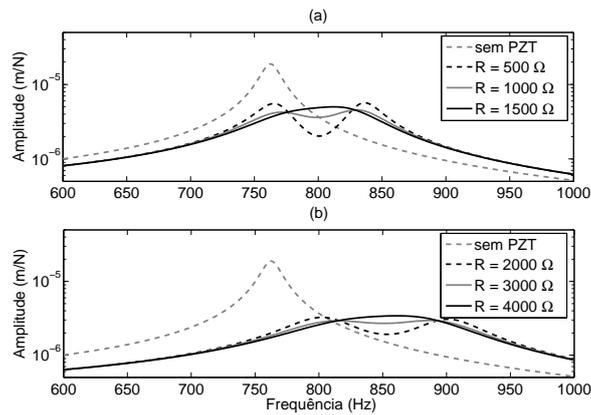


Figura 7.  $|G(s)|$ : Comparação entre diferentes circuitos resitivos & indutivos em série para (a)  $h_p=2\text{mm}$  and (b)  $h_p=4\text{mm}$

Diagramas de Estabilidade de três configurações diferentes são comparados na Fig. 8: (i) sistema sem a camada piezométrica, (ii) sistema com a camada piezométrica e circuito elétrico aberto ( $R = \infty$ ) e (iii) sistema com a camada piezométrica e circuito resistivo & indutivo em série ( $R = 1500 \Omega$  e  $L = 2\text{H}$ ). A espessura da camada piezométrica selecionada é de  $h_p = 2\text{mm}$  para todas as configurações. A comparação entre (i) e (ii) na Fig. 8 mostra que a inclusão da camada piezométrica tem pouco impacto sobre o limite de estabilidade do sistema. Por outro lado, a inclusão da camada piezométrica e do circuito resistivo & indutivo (caso iii) aumenta a região estável através da ampliação de  $K_{lim}$ . Este resultado confirma que a vibração auto-excitada regenerativa pode ser reduzida através do amortecimento passivo, dependendo da escolha adequada do circuito elétrico.

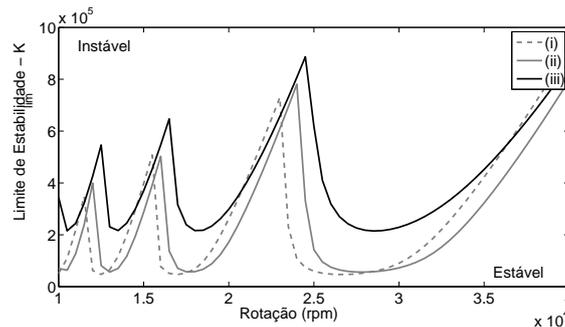


Figura 8. Comparação entre os diagramas de estabilidade: (i) sistema sem a camada piezométrica, (ii) sistema com a camada piezométrica e circuito elétrico aberto ( $R = \infty$ ) e (iii) sistema com a camada piezométrica e circuito resistivo & indutivo em série ( $R = 1500 \Omega$  e  $L = 2\text{H}$ )

## 5. CONCLUSÕES

Neste trabalho, um modelo eletro-mecânico de parâmetros distribuídos, incluindo o suporte da ferramenta, a camada de material piezométrico e o circuito elétrico, é investigado numericamente para a avaliação da redução de vibrações em processos de usinagem utilizando controle passivo. Com base nos resultados numéricos, pode-se concluir que uma grande atenuação na função de resposta em frequência do sistema é obtida usando um circuito resistivo & indutivo em série. Essa atenuação ocorre pois este circuito elétrico funciona como um absorvedor dinâmico amortecido. Além disso, o diagrama de estabilidade do processo de usinagem para diferentes configurações mostra que a inclusão da camada piezométrica tem pouco impacto sobre o limite de estabilidade e confirma que a combinação da camada piezométrica com o circuito resistivo & indutivo em série reduz a vibração auto-excitada regenerativa aumentando o limite de estabilidade do sistema. Dessa forma, pode-se concluir que o uso de controle passivo através de uma camada de material piezométrico e um circuito elétrico é uma alternativa eficaz para a redução de *chatter* em operações de torneamento.

## 6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem o financiamento da FAPESP (Processos 2004/1603-3 e 2008/0947-7).

## 7. REFERÊNCIAS

- da Silva, M.M., Brùls, O., Desmet, W. and Brussel, H.V., 2009. "Integrated structure and control design for mechatronic systems with configuration-dependent dynamics". *Mechatronics*, Vol. 19, pp. 1016–1025.
- da Silva, M.M., Desmet, W. and Brussel, H.V., 2008. "Design of mechatronic systems with configuration-dependent dynamics: Simulation and optimization". *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, Vol. 13, pp. 638–646.
- Ema, S. and Marui, E., 2000. "Suppression of chatter vibration of boring tools using impact dampers". *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, Vol. 40, pp. 1141–1156.
- Erturk, A. and Inman, D.J., 2008. "A distributed parameter electromechanical model for cantilevered piezoelectric energy harvesters". *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 130, pp. 1–15.
- Erturk, A. and Inman, D.J., 2009. "Piezoelectric shunt damping for chatter suppression in machining processed". In *Proceedings of the International Conference on Noise and Vibration Engineering - ISMA2009*.
- Ganguli, A., 2005. *Chatter reduction through active vibration damping*. Ph.D. thesis, University Libre de Bruxelles, Belgium.
- Ganguli, A., Deraemaekera, A. and Preumont, A., 2007. "Regenerative chatter reduction by active damping control". *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 30, pp. 847–862.
- Pelz, G., 2003. *Mechatronic Systems: Modelling and Simulation with HDLs*. John Wiley & Sons.
- Rao, S.S., 1995. *Mechanical Vibrations*. Addison-Wesley Publishing Company.
- Sims, N.D., Amarasinghe, A. and Ridgway, K., 2005. "Particle dampers for workpiece chatter mitigation". In *2005 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*.
- Thusty, J. and Polacek, M., 1963. "The stability of machine tools against self-excited vibrations in machining". In *Proceedings of the ASME International Research in Production Engineering*.
- Tobias, S.A. and Fishwick, W., 1958. "The chatter of lathe tools under orthogonal cutting conditions". *Transactions of the ASME*, Vol. 80, pp. 1079–1088.
- Zhang, Y. and Sims, N.D., 2005. "Milling workpiece chatter avoidance using piezoelectric active damping: a feasibility study". *Smart Materials and Structures*, Vol. 14, pp. 65–70.

## 8. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

## 9. Summary in English

**Title:** REGENERATIVE CHATTER REDUCTION USING PASSIVE SHUNT DAMPING

**Authors:** José Eduardo Cervelin, Maíra Martins da Silva e Reginaldo Coelho Teixeira

**Affiliation:** University of São Paulo, São Carlos School of Engineering, Department of Mechanical Production Engineering

**Abstract:** Simulation-based design has been extensively used, not only for shortening development cycles and reducing design costs, but also for enhancing product performance. The performance of machine tools is highly dependent on the closed-loop interaction of structural and control dynamics, and the cutting process. Since regenerative chatter is a major limitation to the productivity and quality of machining operations, strategies for its suppression should be considered and evaluated during the machine design process. The regeneration of chip thickness, which is related to phase between the modulations left on the surface during the successive cuts, is the most common reason behind the phenomenon of chatter instability. The spindle speed and the structural damping have important roles on chatter instability. The former influences the phase between the successive modulations which affects the damping and the stiffness of the closed-loop system; the latter has a proportional relationship with stability limit. Therefore, in order to increase the stable depth of cut, damping can be increased in the system actively or passively. In this work, the use of piezoelectric shunt damping for improving passively the stability limit in machining process is numerically investigated. Firstly, the proportional relation between structural damping and stability limit is explained. Secondly, the electromechanical model including the tool-holder and the piezo-patches is obtained. And finally, different shunt damping circuits are investigated. From the numerical results, it can be concluded that the use of piezoelectric shunt damping is indeed an alternative for chatter reduction in machining operations.

**Key words:** chatter, machining process, piezoelectric shunt damping

**Responsibility Term:** The authors are responsible for the content of the printed material included in this work.