

ANÁLISE TEÓRICA DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DE EIXOS DE MATERIAL COMPOSTO

Paulo Costa Porto de Figueiredo Barbosa, Universidade Federal de Uberlândia, paulo.barbosa@ufu.br
Thiago Augusto Machado Guimarães, Universidade Federal de Uberlândia, thiagoamg@ufu.br
Aldemir Ap Cavalini Jr, Universidade Federal de Uberlândia, aacjunior@ufu.br
Valder Steffen Jr, Universidade Federal de Uberlândia, vsteffen@ufu.br

Resumo: Os eixos de material composto são uma opção interessante para utilização em máquinas rotativas devido às suas características inerentes. Uma destas características é a grande capacidade de amortecimento proporcionada pela matriz viscoelástica, que pode ser otimizada para que as amplitudes de vibração sejam diminuídas enquanto se passa pelas velocidades críticas. Entretanto, podem também ser prejudicial causando instabilidade no sistema. A diminuição do peso, a possibilidade de ser projetado para operar de forma ótima (mudança do material, número de camadas, direções das fibras, etc.), são outras vantagens observadas quando este tipo de material é empregado em eixos de máquinas rotativas. Neste contexto, este trabalho tem o intuito de fazer uma breve revisão sobre a modelagem do amortecimento interno e sobre os métodos de caracterização de eixos de material composto.

Palavras-chave: eixo em material composto, amortecimento interno, métodos de homogeneização.

1. INTRODUÇÃO

A utilização de materiais compostos abriu novas possibilidades, principalmente nos setores aeronáutico, automobilístico e espacial, por apresentar ótima relação resistência/peso, ductilidade, rigidez, além de resistência à corrosão, possibilidade de fabricação de peças com complexa geometria e grande capacidade de amortecimento. Tendo em vista as vantagens proporcionadas pelos materiais compostos, e considerando a anisotropia de suas propriedades mecânicas, estes materiais podem ser utilizados na fabricação de rotores (Silveira, 2001).

De acordo com Vance (1988), o projeto de uma máquina rotativa deve atender basicamente aos requisitos abaixo:

- Evitar velocidades críticas, se possível;
- Minimizar a resposta dinâmica nos picos de ressonância, caso seja necessário passar por uma velocidade crítica;
- Evitar instabilidade;
- Minimizar as vibrações e as cargas transmitidas à estrutura da máquina durante todo o intervalo de operação.

Em um eixo de material composto, sua rigidez e capacidade de amortecimento podem ser alteradas pela manipulação de suas propriedades, modificando a orientação das fibras e a quantidade de camadas. Isso permite que as velocidades críticas possam ser alteradas convenientemente de acordo com velocidade de trabalho, além de atenuar as amplitudes de vibração quando o sistema passa por velocidades críticas (Pereira et al., 1997). O baixo peso dos rotores de material composto permite uma aceleração e desaceleração mais rápida que os rotores com eixo de material metálico (Brush, 1999).

Se por um lado o amortecimento interno pode reduzir a amplitude de vibração nas velocidades críticas, por outro, ele pode gerar instabilidade no sistema (Silveira, 2001). Em rotores com eixo metálico, a influência do amortecimento interno pode ser omitida na maioria das vezes. Entretanto, para rotores com eixo composto o amortecimento interno pode ser até duas vezes maior que em um eixo convencional (Wattergreen, 1996).

Neste contexto, a caracterização do amortecimento interno e seus efeitos é fundamental para projetos de máquinas rotativas com eixos de material composto a fim de se estabelecer um funcionamento que garanta a segurança principalmente em regimes supercríticos. Todavia, a principal dificuldade neste procedimento consiste na avaliação dos parâmetros físicos que permitirão uma predição de potenciais instabilidades com suficiente precisão (Sino, 2007).

Para a simulação numérica de um rotor com eixo de material composto, é então necessário a utilização de hipóteses simplificadoras sem, no entanto, descaracterizar o seu comportamento dinâmico. Diferentes formulações de elementos finitos baseadas na teoria de vigas homogêneas e teoria de cascas vêm sendo propostas para a análise de eixos de material composto. Sino et al. (2008) descreve as principais formulações:

- ‘Equivalent modulus beam theory’ (EMBT) – Amplamente utilizada em análises de eixos de material composto, utiliza a teoria de placas com empilhamento simétrico para a determinação do módulo de cisalhamento no plano e módulo de Young longitudinal equivalentes. Entretanto, esta abordagem possui muitas limitações como mostrado por Singh e Grupta (1994);
- ‘Layerwise beam theory’ (LBT) - Singh e Grupta (1996) demonstram que o método LBT é mais eficiente em comparação ao EMBT, pois leva em conta os efeitos gerados pelo empilhamento, deformação cisalhante e pelo escorregamento entre as camadas. Contudo, este método exige o desenvolvimento de um elemento de viga

complexo com um grande número de graus de liberdade que dependem da quantidade de camadas, o que torna o método com alto custo computacional;

- ‘*Simplified homogenized beam theory*’ (SHBT) – Os parâmetros da viga homogeneizada como flexibilidade e rigidez ao cisalhamento são avaliados usando a formulação de energia e considerando simultaneamente o módulo de Young, módulo de cisalhamento, amortecimento específico, distância para o eixo de coordenadas e espessura de cada camada do rotor. A formulação é simplificada pelo fato de negligenciar os efeitos de acoplamento gerados pela assimetria do empilhamento das camadas.

2. ANÁLISE DINÂMICA DE SISTEMAS ROTATIVOS

O desenvolvimento do modelo matemático do rotor, esquematizado na Fig. (1), foi apresentado por Sino (2007).

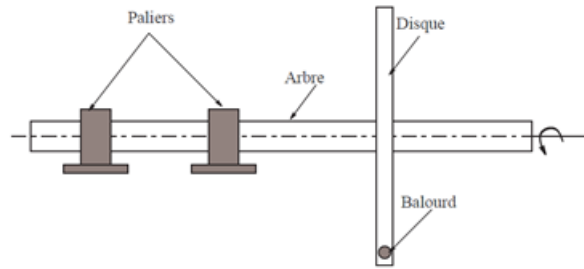


Figura 1: Esquema de um rotor segundo Sino (2007)

Os elementos para caracterização deste rotor são o eixo (*Arbre*), o disco (*Disque*), mancais (*Paliers*) e a massa de desbalanceamento (*Balourd*). A expressão da Energia Cinética é necessária para a caracterização do eixo, do disco e da massa de desbalanceamento. Para a caracterização do eixo, também é necessário a utilização da expressão da Energia Potencial.

2.1. Disco

O disco é assumido como sendo rígido e caracterizado somente por sua energia cinética. Eixos de referência são utilizados para a determinação do vetor de velocidade instantânea, como mostra a Fig. (2) e Eq. (1) (Lalanne e Ferraris, 1998).

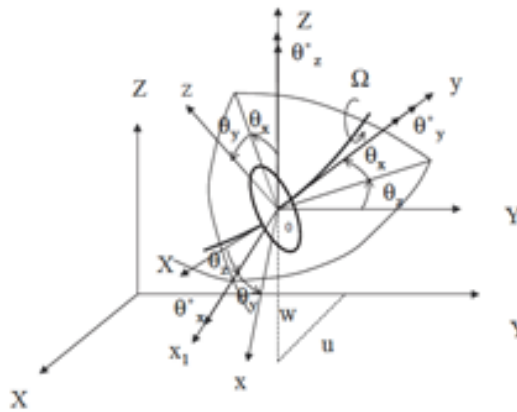


Figura 2: Eixos de referência para elemento de disco segundo Sino (2007)

$$\begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\dot{\theta}_z \cos \theta_x \sin \theta_y + \dot{\theta}_x \cos \theta_y \\ \dot{\theta}_y + \dot{\theta}_z \sin \theta_x \\ -\dot{\theta}_z \cos \theta_x \cos \theta_y + \dot{\theta}_x \sin \theta_y \end{bmatrix} \quad (1)$$

A expressão da energia cinética é dada pela Eq. (2):

$$T_d = \frac{1}{2} m_D (\dot{u}^2 + \dot{w}^2) + \frac{1}{2} (I_{dx} \omega_x^2 + I_{dy} \omega_y^2 + I_{dz} \omega_z^2) \quad (2)$$

onde I_{dx} e I_{dy} são os momentos de inércia do disco nas direções x e y ; ω_x , ω_y e ω_z são os componentes do vetor de rotação instantânea; m_D é a massa do disco. O termo $I_{dz}\omega_z^2$ representa o efeito giroscópico.

2.2. Eixo de material composto

O eixo é assumido como uma viga de seção circular, e é caracterizado pela energia cinética e potencial. Para um elemento de comprimento L , e de seção transversal constante, a Eq. (3) descreve a energia cinética do eixo.

$$T = \frac{1}{2} \int_0^L \left\{ \rho S_a \left[\left(\frac{\partial u}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 \right] + \rho I_a \left[\left(\frac{\partial \theta_x}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial \theta_z}{\partial t} \right)^2 \right] + \Omega J_a \left[\theta_z \frac{\partial \theta_x}{\partial t} - \theta_x \frac{\partial \theta_z}{\partial t} \right] \right\} dy \quad (3)$$

onde ρ é a densidade; S_a é a seção transversal; I_a é o momento de inércia de área; J_a é o momento de inércia polar. O primeiro termo da equação representa a energia cinética de uma viga em flexão, o segundo o efeito do momento de inércia gerado pela rotação, e o último termo caracteriza o efeito giroscópico.

A expressão para energia potencial do eixo é dada pela Eq. (4):

$$U = \frac{1}{2} \int_0^L \int_S E_y \left(I_x \left(\frac{\partial \theta_x}{\partial y} \right)^2 + I_z \left(\frac{\partial \theta_z}{\partial y} \right)^2 \right) dy + \frac{1}{2} \int_0^L \int_S kS \left[G_{yz} \left(-\theta_x + \frac{\partial w^*}{\partial y} \right)^2 + G_{yx} \left(\theta_z + \frac{\partial u^*}{\partial y} \right)^2 \right] dS dy \quad (4)$$

onde E_y é o módulo de Young; G_{yz} , G_{yx} são os módulos de cisalhamento transversal; I_x , I_z são os momentos de inércia do eixo nas direções x e y ; k é o fator de correção de cisalhamento; u^* , w^* são os deslocamentos do centro do eixo em relação as direções x e z .

2.3. Mancais

As forças que os rolamentos exercem no eixo são calculadas, conforme a Eq. (5), através do trabalho virtual (δW_p).

$$\delta W_p = \left[(k_{xx} \cos^2 \Omega t + k_{zz} \sin^2 \Omega t) u^* + \frac{\sin 2\Omega t}{2} (k_{xx} - k_{zz}) w^* \right] \delta w^* - \left[(k_{xx} \sin^2 \Omega t + k_{zz} \cos^2 \Omega t) w^* + \frac{\sin 2\Omega t}{2} (k_{xx} - k_{zz}) u^* \right] \delta u^* \quad (5)$$

onde k_{xx} e k_{zz} são as constantes de rigidez nas direções x e z , respectivamente; Ω é velocidade de rotação do rotor. Os outros coeficientes de rigidez e os coeficientes de amortecimento são apresentados na Fig. (3).

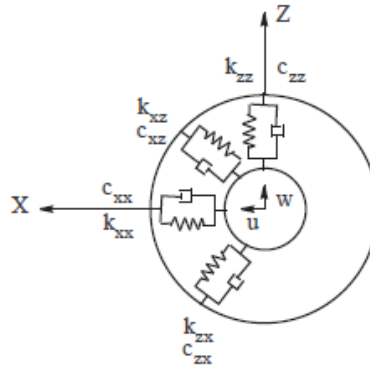


Figura 3: Coeficientes de rigidez e amortecimento dos mancais segundo Sino (2007)

2.4. Desbalanceamento

A expressão da energia cinética para a massa de desbalanceamento é apresentada pela Eq. (6).

$$T_u = \frac{m_u}{2} (\dot{u}^2 + \dot{w}^2 + \Omega^2 d^2 + 2\Omega u d \cos \Omega t - 2\Omega w d \sin \Omega t) \quad (6)$$

onde m_u é a massa de desbalanceamento e d é a distância entre a massa desbalanceada e o centro do eixo, veja a Fig. (4).

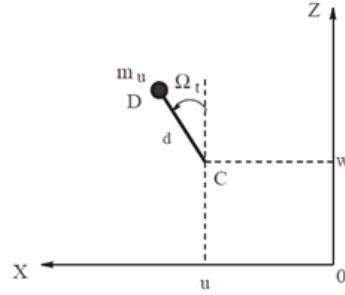


Figura 4: Massa de desbalanceamento segundo Sino (2007)

2.5. Equações do movimento

Utilizando o método de Rayleigh-Ritz (modos assumidos) e as equações de Lagrange, obtém-se a Eq. (7), que descreve o movimento da máquina rotativa com eixo de material composto.

$$\begin{bmatrix} m_a + m_d & 0 \\ 0 & m_a + m_d \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{q}_1 \\ \ddot{q}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_s + c_r & -\Omega(a_a + a_d) \\ -\Omega(a_a + a_d) & c_s + c_r \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_a + k_{xx} & -\Omega c_r \\ \Omega c_r & k_a + k_{zz} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_1 \\ q_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} m_u d \Omega^2 \sin(\Omega t + \alpha_u) \\ m_u d \Omega^2 \cos(\Omega t + \alpha_u) \end{Bmatrix} \quad (7)$$

onde a_a e k_a são o efeito giroscópico e rigidez do eixo, respectivamente; a_d é o efeito giroscópico do disco; α_u é a posição angular da massa de desbalanceamento; c_r e c_s são o amortecimento interno (devido ao material composto) e o amortecimento estrutural, respectivamente.

3. MÉTODO DE HOMOGENEIZAÇÃO

O método de homogeneização proposto por Sino (2007) para calcular a matrizes elementares do eixo de material composto, considera as formulações baseadas na teoria de vigas homogêneas. A rigidez da estrutura é uma função do produto EI (rigidez equivalente), onde E é o módulo de Young e I é o momento de inércia de área da seção transversal. A dissipação devido ao amortecimento interno é uma função de $EI\eta$, onde η é o fator de perda calculado a partir da capacidade de amortecimento específica ψ que possui a relação $\eta = \psi/2\pi$. Dois métodos de homogeneização podem ser empregados, dentre eles, o mais clássico utiliza uma aproximação equivalente dos materiais homogêneos.

3.1. Teoria do módulo de viga equivalente (EMBT - Equivalent Modulus Beam Theory)

Este método foi desenvolvido a partir da teoria de estratificação associado aos empilhamentos simétricos e equilibrados. Considera-se as seguintes características para os materiais determinados por este método: E_{eq} é o módulo de Young equivalente dado pela Eq. (8), G_{eq} é o módulo de cisalhamento dado pela Eq. (9) e E_{eq}^w é o módulo de Young equivalente amortecido.

$$E_{eq} = \frac{[4(U_1 - U_5)(U_5 - U_3\gamma) - \beta^2 U_2^2]}{U_1 - \beta U_2 + \gamma U_3} \quad (8)$$

$$G_{eq} = U_5 - \gamma U_3 \quad (9)$$

U_{1-5} são as combinações lineares do módulo de rigidez e os termos γ , e β são expressos na Eq. (10) e Eq. (11).

$$\gamma = \sum_{p=1}^N \frac{t_p}{t} \cos 2\theta_p \quad (10)$$

$$\beta = \sum_{p=1}^N \frac{t_p}{t} \cos 4\theta_p \quad (11)$$

onde, t_p é a espessura da camada k , t é a espessura total do eixo (eixo vazado), θ_p representa o ângulo de orientação da fibra da camada k e N é o número de camadas dentro da espessura do eixo. O módulo de Young amortecido é calculado pela mesma equação, utilizando a matriz de capacidade de amortecimento específica $[\psi]$ para cada camada do estratificado.

A matriz de rigidez que contém as características ortotrópicas do eixo é representada pela Eq. (12).

$$[Q] = \begin{bmatrix} \frac{E_x}{1 - \nu_x \nu_y} & \frac{E_y \nu_x}{1 - \nu_x \nu_y} & 0 \\ \frac{E_x \nu_y}{1 - \nu_x \nu_y} & \frac{E_y}{1 - \nu_x \nu_y} & 0 \\ 0 & 0 & G \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_{xx} & Q_{xy} & 0 \\ Q_{xy} & Q_{yy} & 0 \\ 0 & 0 & Q_{ss} \end{bmatrix} \quad (12)$$

onde as combinações lineares do módulo de rigidez são dadas pela Eq. (13).

$$\begin{aligned} U_1 &= \frac{3}{8} Q_{xx} + \frac{3}{8} Q_{yy} + \frac{1}{4} Q_{xy} + \frac{1}{2} Q_{ss} \\ U_2 &= \frac{4}{8} (Q_{xx} - Q_{yy}) \\ U_3 &= \frac{1}{8} Q_{xx} + \frac{1}{8} Q_{yy} - \frac{1}{4} Q_{xy} - \frac{1}{2} Q_{ss} \\ U_4 &= \frac{1}{8} Q_{xx} + \frac{1}{8} Q_{yy} + \frac{3}{4} Q_{xy} - \frac{1}{2} Q_{ss} \\ U_5 &= \frac{1}{8} Q_{xx} + \frac{1}{8} Q_{yy} - \frac{1}{4} Q_{xy} + \frac{1}{2} Q_{ss} \end{aligned} \quad (13)$$

Para calcular o Módulo de Young equivalente amortecido E_{eq}^{ψ} , multiplica-se a Eq. (12) pela matriz de capacidade de amortecimento específico $[\psi]$ apresentada na Eq. (14), o que resulta na Eq. (15).

$$[\psi] = \begin{bmatrix} \psi_{11} & 0 & 0 \\ 0 & \psi_{22} & 0 \\ 0 & 0 & \psi_{12} \end{bmatrix} \quad (14)$$

$$[Q]^{\psi} = \begin{bmatrix} \psi_{11} Q_{xx} & \psi_{11} Q_{xy} & 0 \\ \psi_{22} Q_{xy} & \psi_{22} Q_{yy} & 0 \\ 0 & 0 & \psi_{12} Q_{ss} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_{xx}^{\psi} & Q_{xy}^{\psi} & 0 \\ Q_{xy}^{\psi} & Q_{yy}^{\psi} & 0 \\ 0 & 0 & Q_{ss}^{\psi} \end{bmatrix} \quad (15)$$

As combinações lineares do módulo de rigidez amortecido são calculadas conforme a Eq. (16):

$$\begin{aligned} U_1 &= \frac{3}{8} Q_{xx}^{\psi} + \frac{3}{8} Q_{yy}^{\psi} + \frac{1}{4} Q_{xy}^{\psi} + \frac{1}{2} Q_{ss}^{\psi} \\ U_2 &= \frac{4}{8} (Q_{xx}^{\psi} - Q_{yy}^{\psi}) \\ U_3 &= \frac{1}{8} Q_{xx}^{\psi} + \frac{1}{8} Q_{yy}^{\psi} - \frac{1}{4} Q_{xy}^{\psi} - \frac{1}{2} Q_{ss}^{\psi} \\ U_4 &= \frac{1}{8} Q_{xx}^{\psi} + \frac{1}{8} Q_{yy}^{\psi} + \frac{3}{4} Q_{xy}^{\psi} - \frac{1}{2} Q_{ss}^{\psi} \\ U_5 &= \frac{1}{8} Q_{xx}^{\psi} + \frac{1}{8} Q_{yy}^{\psi} - \frac{1}{4} Q_{xy}^{\psi} + \frac{1}{2} Q_{ss}^{\psi} \end{aligned} \quad (16)$$

3.2. Teoria geral de vigas Homogeneizadas (SHBT - *General Homogenized Beam Theory*)

Este método se baseia numa homogeneização direta dos produtos EI , $EI\eta$, GS , e $GS\eta$, podendo ser aplicado para qualquer orientação e sequência de empilhamento. Além disso, leva em consideração a distância de cada camada ao eixo neutro. Os parâmetros de homogeneização do rotor são derivados da energia de deformação.

Para calcular a rigidez equivalente não amortecida faz-se uso da Eq. (17) e Eq. (18):

$$EI = \sum_{p=1}^N E_y^p I^p \quad \text{com } I^p = \frac{R_p^4 - R_{p-1}^4}{4} \quad (17)$$

$$E_y^p(\phi) = \frac{1}{\frac{c^4}{E_l} + \frac{s^4}{E_t} + c^2 s^2 \left(\frac{1}{G_{lt}} - 2 \frac{\nu_{tl}}{E^t} \right)} \quad (18)$$

A partir da equação (19), calcula-se a rigidez equivalente amortecida.

$$[Q]^\psi = \begin{bmatrix} \psi_{11} Q_{11} & \psi_{11} \nu_{21} Q_{xy} & 0 \\ \psi_{22} \nu_{12} Q_{xy} & \psi_{22} Q_{yy} & 0 \\ 0 & 0 & \psi_{12} G_{12} \end{bmatrix} \quad (19)$$

$$[\bar{Q}]^\psi = [T][Q]^\psi [T]^t \quad (20)$$

A inversa da matriz $[\bar{Q}]^\psi$, expressa pela Eq. (21), juntamente com o módulo de amortecimento equivalente dado pela Eq. (22) nos fornece, portanto, a rigidez equivalente não amortecida representada na Eq. (23).

$$[C] = [\bar{Q}]^\psi^{-1} \quad (21)$$

$$\tilde{E}_y = E_y^\psi = [C(2,2)]^{-1} \quad (22)$$

$$\tilde{EI} = \sum_{p=1}^N \tilde{E}_y^p I^p \quad \text{com } I^p = \frac{R_p^4 - R_{p-1}^4}{4} \quad (23)$$

4. AMORTECIMENTO INTERNO

A influência do amortecimento interno em rotores vem sendo o tema de diversos trabalhos de pesquisa. Segundo Sino et al. (2008), este tipo de amortecimento inclui todas as maneiras possíveis de dissipação de energia ligadas somente a estrutura interna do eixo de material composto. Esses mecanismos de amortecimento se apresentam quando os materiais estão sobre restrições e deformações variáveis e com características irreversíveis. Chandra et al. (1999) afirma que a maior fonte de dissipação de energia em materiais compostos é devido à natureza viscoelástica da matriz.

Segundo Wattergreen (1996) o amortecimento interno pode ser classificado em amortecimento histerético, causado por um ciclo de histerese no material que surge como resultado da deformação do eixo e em amortecimento viscoso, associado ao atrito entre os componentes do rotor. Ambos contribuem para a instabilidade de um rotor. Devido as dificuldades de se caracterizar o amortecimento histerético, o mesmo é constantemente tratado como amortecimento viscoso equivalente para o caso de uma excitação harmônica.

Sino et al. (2008) demonstrou conforme a Tab. (1) que o método SHBT possui boa aproximação em relação aos resultados experimentais. Note que a velocidade crítica obtida por ele se mostrou próxima com aquelas obtidas pelos métodos LBT e EMBT. Entretanto o SHBT ainda requer algumas melhorias como a influência dos efeitos de acoplamento induzidos pelo empilhamento não simétrico das camadas de material composto.

Tabela 1 – Comparação entre os métodos de homogeneização segundo Sino et al. (2008)

<i>Investigator</i>	<i>Critical speed (rev/min)</i>	<i>Method</i>
<i>Zinberg e Symmonds</i>	5500	Experimental
	5780 (5.09%)	Equivalent modulus beam theory
<i>Singh e Gupta</i>	5620 (2.18%)	Layerwise beam theory including shear effect
<i>Sino et al.</i>	5767 (4.85%)	Simplified homogenized beam theory without including shear effect
	5435 (1.18%)	Simplified homogenized beam theory including shear effect (shear corrector factor k = 0.4983)

O erro indicado na tabela refere-se à comparação em relação a velocidade crítica experimental.

5. CONCLUSÃO

Neste trabalho foi apresentado uma análise inicial sobre o comportamento dinâmico para rotores com eixo de material composto. Os modelos matemáticos foram fundamentados no método de Rayleigh-Ritz, nas equações de Lagrange e na teoria de vigas. Em trabalhos futuros pretende-se a implementação dos métodos em um modelo de elementos finitos para uma melhor investigação acerca do comportamento dinâmico destes sistemas.

6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem a CAPES, CNPq (574001/2008-5) e FAPEMIG (TEC-APQ-022284-15 / TEC-APQ-307609) pelo suporte financeiro.

7. REFERÊNCIAS

- Brush, M., “Still spinning after all these years – a profile of the ultracentrifuge”. *The Scientist*, Vol. 13(20), 1999.
- Pereira, J.C., Swider, P. “Um elemento finito multicamadas associado a um modelo de previsão de amortecimento”. In: Congresso Ibero Latino-Americano de Métodos Computacionais para Engenharia – XVIII CILAMCE, Brasília, 1997.
- Silveira, M.E., “Análise do Comportamento Dinâmico de Rotores em Eixos Bobinados”. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, 2001.
- Singh, S.P., Grupta, K. “Free damped flexural vibration analysis of composite cylindrical tubes using beam and shell theories”. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 172(2), 1994, pp. 171-190.
- Singh, S.P., Grupta, K. “Composite shaft rotordynamic analysis using a layerwise theory”. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 191(5), 1996, pp. 739-756.
- Sino, R., “Comportement Dynamique et Stabilité Des Rotors: Application Aux Rotors Composites”. Tese de Doutorado, INSA de Lyon, 2007.
- Sino, R., Baranger, T.N., Chatelet, E., Jacquet, G., “Dynamic analysis of a rotating composite shaft”. *Composites Science and Technology*, Vol. 68, 2008, pp. 337-345.
- Vance, J.M., “*Rotordynamics of Turbomachinery*”. John Wiley and Sons, 1988.
- Wattergreen, H.L., Olsson, K.O. “Dynamic instability of a rotating asymmetric shaft with internal viscous damping supported in anisotropic bearings”. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 195, 1996, pp. 75-84.
- Zinberg H., Symmonds, M.F., “The development of advanced composite tail rotor driveshaft”. Twenty-sixth annual national forum of American helicopter society, Washington, 1970, pp. 1-14.

8. DIREITOS AUTORAIS

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