

8º CONGRESSO BRASILEIRO DE PESQUISA E DESENVOLVIMENTO EM PETRÓLEO E GÁS



TÍTULO DO TRABALHO:

CONTROLE PASSIVO DE VIBRAÇÕES EM MÁQUINAS ROTATIVAS:
SUPORTES VISCOELÁSTICOS DE TRANSLAÇÃO E ROTAÇÃO

AUTORES:

Eduardo Afonso Ribeiro

Carlos Alberto Bavastri

INSTITUIÇÃO:

Universidade Federal do Paraná

Este Trabalho foi preparado para apresentação no 8º Congresso Brasileiro de Pesquisa e Desenvolvimento em Petróleo e Gás - 8º PDPETRO, realizado pela Associação Brasileira de P&D em Petróleo e Gás - ABPG, no período de 20 a 22 de outubro de 2015, em Curitiba/PR. Esse Trabalho foi selecionado pelo Comitê Científico do evento para apresentação, seguindo as informações contidas no documento submetido pelo(s) autor(es). O conteúdo do Trabalho, como apresentado, não foi revisado pela ABPG. Os organizadores não irão traduzir ou corrigir os textos recebidos. O material conforme, apresentado, não necessariamente reflete as opiniões da Associação Brasileira de P&D em Petróleo e Gás. O(s) autor(es) tem conhecimento e aprovação de que este Trabalho seja publicado nos Anais do 8º PDPETRO.

CONTROLE PASSIVO DE VIBRAÇÕES EM MÁQUINAS ROTATIVAS: SUPORTES VISCOELÁSTICOS DE TRANSLAÇÃO E ROTAÇÃO

Abstract

Rotating machinery present instabilities and critical rotations as its intrinsic dynamic behavior. The external damping insertion is, than, fundamental to avoid this dynamic problems. Viscoelastic supports present themselves as a viable solution from the economical and operational point of view, due to its large capacity of energy dissipation together with the great availability of viscoelastic materials in the industrial market. However such materials are commonly modeled through classical formulations or even through constant formulations regarded to frequency and temperature. This models lack in accuracy when compared to fractional derivative models when the same number of parameters is used. Another fact addressed in an imprecise way are the support degrees of freedom in which the support moves, as well as the dynamic effects into the rotating system when dealing with the different degrees of freedom available, translation and rotation. Optimization methodology for the supports are found in a few works and often associated to classical viscoelastic models as mentioned above. In this work is used a optimization methodology based in Generalized Equivalent Parameters for design in optimal way the viscoelastic supports modeled through the four parameters fractional derivative model. The proposed supports have an additional degree of freedom and its mass/inertia is optimized. Supports with only rotational degree of freedom and only translational degree of freedom and supports with a combination of rotational and translational degrees of freedom are separately addressed and compared in terms of its vibration control efficiency. Results for the three types of supports are presented in terms of unbalance frequency response curves. By this curves it is noticed the low levels in vibration amplitude close to critical speeds. One concludes that the generalized use of viscoelastic supports for vibration control in rotating machinery is viable, and that each kind of viscoelastic support proposed in this work has its singular operational characteristics which can be applied to different industrial demands.

1. Introdução

A demanda por elevada potência em máquinas rotativas leva ao extremo fatores de projeto como, rotações nominais e dimensionamento de componentes, o que em alguns casos pode resultar em equipamentos dinamicamente instáveis. Desse modo a utilização de soluções de controle de vibrações em tais máquinas torna-se indispensável. Dentre as soluções em controle passivo de vibrações em máquinas rotativas destacam-se os suportes viscoelásticos (SVes), que consistem em dispositivos mecânicos de baixo custo inicial e operacional (Ribeiro et al., 2015).

Suportes viscoelásticos aplicados em máquinas rotativas com o objetivo de controle passivo de vibrações é uma linha de pesquisa bastante explorada ao longo dos últimos 40 anos. Dentre os trabalhos realizados pode-se citar Kirk e Gunter (1972), que trata de maneira pioneira a utilização e otimização de suportes viscoelásticos para máquinas rotativas. Porém, esse e outros trabalhos como Dutt e Nakra (1992), Kulkarni (1992), Shabaneh e Zu (2000), Panda e Dutt (2003), Dutt e Toi (2003), Montagnier e Hochard (2007), Genta e Amati (2010), Kang et al. (2011) e Montagnier e Hochard (2014) transitam entre modelos viscoelásticos clássicos ou modelagem dos sistemas rotativos sem múltiplos graus de liberdade ou ainda a desconsideração da variação das propriedades viscoelásticas em relação à frequência e temperatura, ou a ausência de uma metodologia de otimização dos suportes viscoelásticos. Contudo em Ribeiro et al. (2015) apresenta uma solução abrangente que atende às

lacunas inexploradas pelos trabalhos anteriores, e acrescenta uma robusta metodologia para otimização dos suportes baseada em parâmetros equivalentes generalizados e no modelo de derivadas fracionárias para predição do comportamento do material viscoelástico. Esta metodologia é aplicada de maneira pioneira a um modelo de suporte com dois graus de liberdade, deste modo, ambas a rigidez e a massa do suporte são otimizadas. Os parâmetros equivalentes generalizados como citado em Ribeiro et al. (2015) podem ser aplicados a qualquer tipo de suporte, independente do tipo de grau de liberdade (translação ou rotação) ou número de graus de liberdade do suporte.

Nesse trabalho objetiva-se complementar a pesquisa de Ribeiro et al. (2015) através da comparação numérica em termos de resposta em frequência ao desbalanceamento entre um suporte de translação, outro de rotação e outro combinado (translação e rotação). Essas diferentes propostas de suportes apresentam diferentes geometrias além de demonstrarem eficiências distintas no controle de vibrações do sistema e ainda na capacidade de suporte de carga estática. O modelo numérico utilizado é, portanto, o mesmo apresentado em Ribeiro et al. (2015). Na seção 3, são apresentadas as equações dos parâmetros equivalentes generalizados para os suportes rotativo e combinado. Os resultados comparativos são apresentados na seção 5.

2. Modelo Viscoelástico

O comportamento dos materiais viscoelásticos é dependente da frequência de excitação e da temperatura do material. Na Fig. 1 pode-se observar um nomograma de frequência reduzida com as variações do módulo de elasticidade e fator de perda em função da frequência e temperatura.

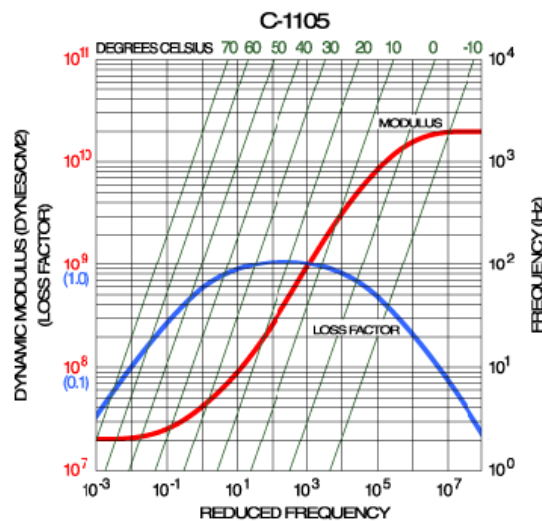


Fig. 1: Nomograma de frequência reduzida para o material C-1105 fabricado pela empresa EAR.

O modelo utilizado para predição do comportamento de materiais viscoelásticos é o modelo de derivadas fracionárias de quatro parâmetros, modelo este que quando comparado aos modelos clássicos apresenta maior precisão, quando na comparação é utilizado o mesmo número de parâmetros, conforme Sun e Chen (2015). Portanto considerando o modelo de derivadas fracionárias apresentado em Ribeiro et al. (2015) a equação do módulo complexo ao cisalhamento, função da frequência e da temperatura pode ser escrito como:

$$\bar{G}(\Omega, T) = \frac{G_0 + G_\infty b_1 (i\Omega \alpha(T))^\beta}{1 + b_1 (i\Omega \alpha(T))^\beta}, \quad (1)$$

na Eq. 1 G_0 , G_∞ , b_1 e β , correspondem aos quatro parâmetros determinados experimentalmente. Por sua vez Ω e T correspondem à frequência e temperatura, respectivamente, por fim a função $\alpha(T)$ corresponde a função *shift* como apresentado em Ribeiro et al. (2015).

3. Parâmetros Equivalentes Generalizados

A metodologia de Parâmetros Equivalentes Generalizados (PEG) é uma forma dinamicamente equivalente à tradicional inserção de graus de liberdade, de considerar suportes de um ou mais graus de liberdade em um sistema rotativo, Ribeiro et al. (2015).

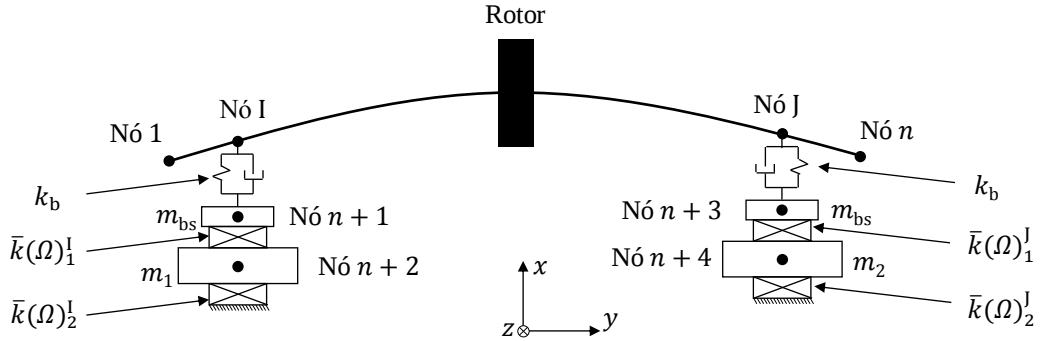


Fig. 2: Sistema composto, Ribeiro et al. (2015).

Contudo a utilização de PEG no sistema rotativo permite descrever a resposta do sistema composto (rotor + eixo + suportes viscoelásticos, Fig. 2) em função das coordenadas generalizadas do sistema primário (rotor + eixo + condições de contorno) permitindo, portanto, realizar um único cálculo de autovalores e autovetores. Desse modo, além de simplificar o cálculo das características dinâmicas do sistema rotativo, ganha-se muito em tempo computacional ao inserir o sistema composto em um ambiente de otimização com o objetivo minimizar a amplitude de resposta ao desbalanceamento em função dos parâmetros do suporte.

A obtenção da equação dos parâmetros equivalentes generalizados para um sistema rotor-suporte viscoelástico é distinta para os suportes de rotação e translação. Em Ribeiro et al. (2015) é apresentada a equação dos PEG, ou rigidez equivalente, para um suporte de translação.

$$\bar{k}_{eq}(\Omega) = k_b - \frac{k_b^2}{k_b + \bar{k}(\Omega)_1 - \left(\Omega^2 m_{bs} + \frac{\bar{k}(\Omega)_1^2}{\bar{k}(\Omega)_1 + \bar{k}(\Omega)_2 - \Omega^2 m} \right)} \quad (2)$$

Na Eq. 2 $\bar{k}(\Omega)$ e m correspondem, respectivamente, a rigidez complexa (translação) e a massa intermediária do suporte. As variáveis k_b e m_{bs} são respectivamente a rigidez do mancal e a massa da caixa do mancal. Os suportes viscoelásticos são por hipótese simétricos, desse modo a rigidez equivalente para as direções ortogonais x e z são iguais.

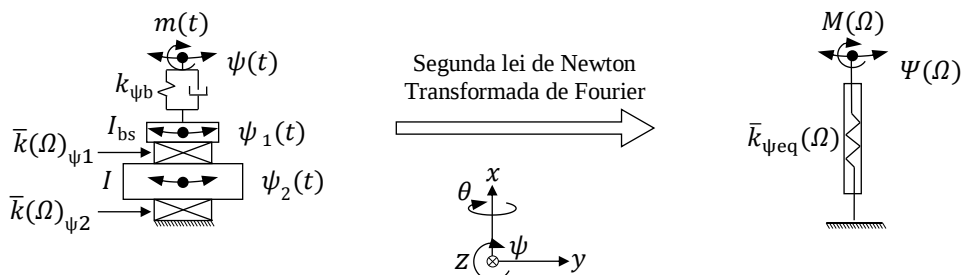


Fig. 3: Sistema composto, Ribeiro et. al. (2015).

A obtenção da equação de PEG para um suporte de rotação é realizada de maneira análoga ao apresentado em Ribeiro et al. (2015).

Procedendo a aplicação da segunda lei de Newton aos três nós da Fig. 3, calculando por sua vez a transformada de Fourier e avaliando o quociente entre o momento aplicado $M(\Omega)$ e o deslocamento angular $\Psi(\Omega)$ a rigidez equivalente pode ser escrita como:

$$\bar{k}_{\psi\text{eq}}(\Omega) = k_{\psi b} - \frac{k_{\psi b}^2}{k_{\psi b} + \bar{k}(\Omega)_{\psi 1} - \left(\Omega^2 I_{bs} + \frac{\bar{k}(\Omega)_{\psi 1}^2}{\bar{k}(\Omega)_{\psi 1} + \bar{k}(\Omega)_{\psi 2} - \Omega^2 I} \right)}, \quad (3)$$

onde $k_{\psi b}$ é a rigidez à rotação do mancal, $\bar{k}(\Omega)_{\psi}$ a rigidez complexa (rotação), I_{bs} é a inércia à rotação da caixa do mancal e I a inércia discreta do suporte à rotação. A hipótese de simetria é adotada também neste caso, consequentemente a rigidez equivalente à rotação é a mesma para as direções ψ e θ .

Por fim a matriz $\bar{\mathbf{K}}_{\text{eq}}(\Omega)$ é montada com os coeficientes de rigidez equivalente apresentados nas Eqs. 2 e 3, dependendo do tipo de suporte utilizado. Os coeficientes de rigidez equivalente são conectados diretamente ao grau de liberdade correspondente, de translação ou rotação. Nota-se que como proposto nesse trabalho a matriz $\bar{\mathbf{K}}_{\text{eq}}(\Omega)$ pode conter tanto coeficientes de rigidez equivalente de translação de rotação ou ambos, no caso de um suporte combinado.

4. Resposta do Sistema Composto

Através da análise modal numérica a resposta do sistema composto pode ser escrita, conforme Ribeiro et al. (2015) da seguinte forma:

$$\mathbf{Q}(\Omega) = \mathbf{\Theta} \bar{\mathbf{D}}(\Omega)^{-1} \mathbf{\Psi}^T \mathbf{F}(\Omega), \quad (4)$$

na qual

$$\bar{\mathbf{D}}(\Omega) = (-\Omega^2 \mathbf{I} + \mathbf{\Lambda} + \mathbf{\Psi}^T \bar{\mathbf{K}}_{\text{eq}}(\Omega) \mathbf{\Theta}). \quad (5)$$

As variáveis $\mathbf{I}$, $\mathbf{\Lambda}$, $\mathbf{\Psi}$ e $\mathbf{\Theta}$ são, respectivamente, a matriz identidade, a matriz espectral de autovalores, a matriz dos autovetores à esquerda e por fim a matriz dos autovetores à direita. Na Eq. 4 $\mathbf{Q}$ corresponde ao vetor global de coordenadas generalizadas e $\mathbf{F}$, ao vetor global de forças generalizadas. Ainda é possível observar, na Eq. 5, a consideração da influência dos suportes viscoelásticos no sistema, através da matriz de rigidez equivalente. Com a equação de resposta em frequência do sistema determinada procede-se a definição do problema de otimização.

4.1. Otimização

Neste trabalho, como em Ribeiro et al. (2015) a técnica utilizada para minimizar a função objetivo é híbrida, composta primeiramente por algoritmos genéticos e otimização não linear via método de Nelder-Mead ou poliedros flexíveis. Nesse contexto o problema de otimização pode ser definido como:

$$\min f(\mathbf{x}): \mathbf{R}^3 \rightarrow \mathbf{R}, \quad (6)$$

onde $\mathbf{x}$ é o vetor projeto

$$\mathbf{x} = \{x_1, x_2, x_3\}, \quad (7)$$

na qual x_1 , x_2 e x_3 são as variáveis de projeto, respectivamente a forma das mantas de material viscoelástico, e a massa e/ou inércia do suporte. No caso de um suporte combinado a ordem do problema de otimização é dobrada.

A função objetivo corresponde à norma de Frobenius aplicada ao vetor de coordenadas generalizadas da Eq. 4.

$$f(\mathbf{x}) = \|\Theta \bar{\mathbf{D}}(\Omega)^{-1} \Psi^T \mathbf{F}(\Omega)\|. \quad (8)$$

5. Resultados

O sistema rotativo utilizado para geração dos resultados é apresentado na Fig. 4. Os dados geométricos e de materiais são apresentados nas tabelas 1, 2, 3 e 4. Os resultados são apresentados no formato de curvas de resposta em frequência ao desbalanceamento para os três tipos de suportes propostos neste trabalho.

Tabela 1: Geometria e material do eixo.

EIXO				
Comprimento [mm]	Diâmetro [mm]	Mod. Young [GPa]	Poisson	Densidade [kg/m ³]
400	10	210	0.3	7740

Tabela 2: Geometria e material do disco.

DISCO			
Posição [mm]	Diâmetro [mm]	Espessura [mm]	Densidade [kg/m ³]
60	75	25	7386

Tabela 3: Carregamentos dinâmicos.

DESBALANCEAMENTO		
Posição [mm]	Desbalanceamento [gmm]	Fase [°]
60	12	0

Tabela 4: Características do material viscoelástico.

MATERIAL VISCOELÁSTICO							
Tipo	G_0 [MPa]	G_∞ [MPa]	b_1	β	φ_1	φ_2	T_0 [K]
Neoprene	3.57	179	0.00246	0.435	6.57	68	273

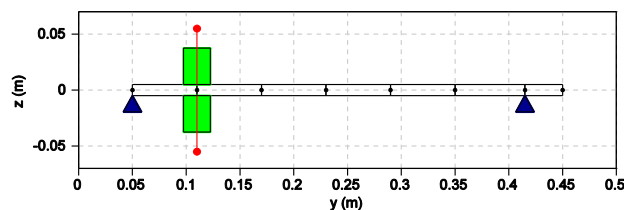


Fig. 4: Rotor utilizado nos ensaios numéricos.

É importante salientar que o modelo de elementos finitos utilizado para discretizar o eixo do sistema rotativo possui elementos finitos quadrático de viga com formulação de Timoshenko.

Ao todo são utilizados 7 elementos na discretização do sistema, como mostra a Fig. 4.

A Fig. 5 apresenta a comparação, em termos de resposta em frequência, para os suportes viscoelásticos de translação, rotação e misto. As massas e inércias resultantes das otimizações dos suportes viscoelásticos são apresentadas na tabela 5.

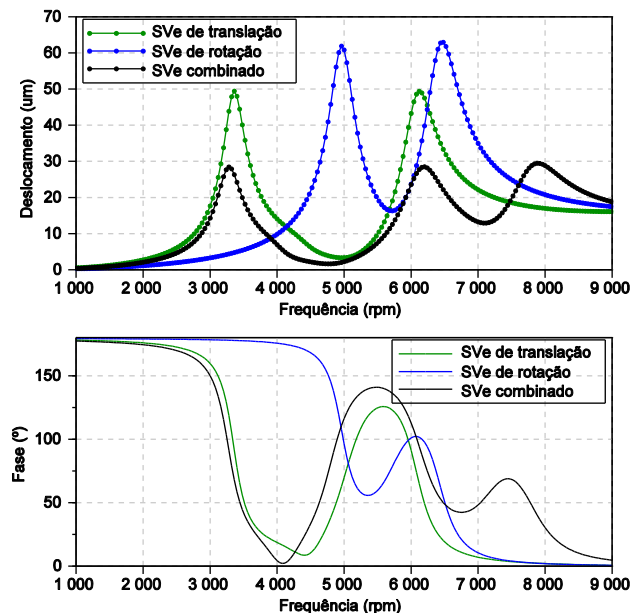


Fig. 5: Curvas de resposta em frequência para os três modelos de suporte propostos, ponto de medição no eixo 300 [mm].

Tabela 5: Massas e Inércias.

MASSAS e INÉRCIAS RESULTANTES		
Tipo	Massa [kg]	Inércia [kg.m ²]
Translação	1.90	--
Rotação	--	0.0018
Combinado	1.97	0.0022

Para determinar, em termos de comparação, a eficiência de um suporte, é importante também calcular os valores de deslocamento ao peso próprio (Fig. 6), com o objetivo de verificar a flexibilidade estática do sistema. Assim é possível avaliar a capacidade de suporte de carga ao aplicar este tipo de solução para controle de vibrações em máquinas comerciais.

6. Conclusões

Ribeiro et. al (2015) realiza um estudo consistente no qual apresenta a viabilidade da utilização de suportes viscoelásticos do ponto de vista operacional e de implementação frente a algumas soluções já existentes, para controle passivo de vibrações em máquinas rotativas. Contudo nesse trabalho objetiva-se uma comparação, entre os tipos de suportes viscoelásticos propostos, para definir o qual seja mais eficiente do ponto de vista de controle de vibrações.

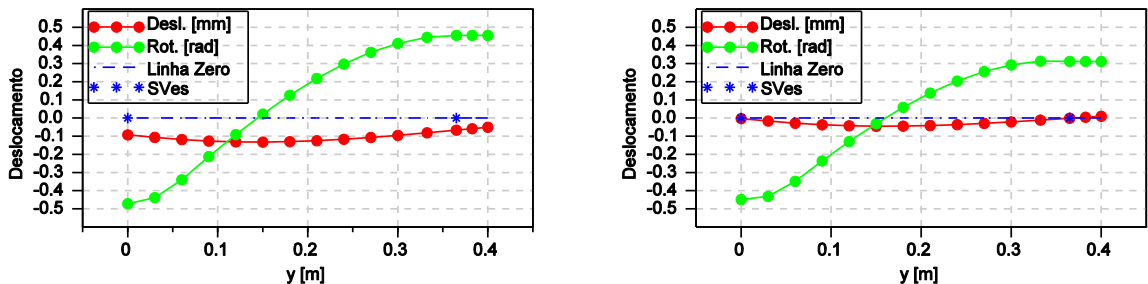


Fig. 6: a) Linha elástica com SVe de translação, b) Linha elástica com SVe de rotação.

De acordo com a Fig. 5 pode-se então concluir que o suporte mais eficiente para controle das amplitudes de vibrações é o suporte combinado. Isso se deve ao fato de introduzir amortecimento aos dois graus de liberdade, translação e rotação, assim como inércias de translação e rotação. Porém

deve-se salientar o fato que o suporte que precisa da menor massa para controlar o sistema é o suporte de rotação (tabela 5). Ainda de acordo com a Fig. 6 e Fig. 7 o SVe que apresentou a maior rigidez ao deslocamento estático sujeito ao peso próprio foi o suporte de rotação. Fato importante se a aplicação consiste em máquinas com elevada carga estática.

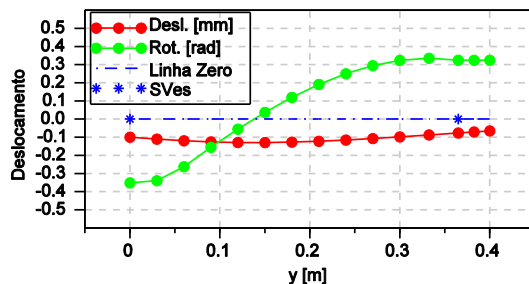


Fig. 7: Linha elástica com SVe combinado.

Assim conclui-se que os SVes apresentados neste trabalho possuem grande eficiência no controle de vibrações, porém não é possível de maneira geral determinar o mais efetivo, sendo que cada qual tem uma aplicação particular.

7. Agradecimentos

Eduardo Afonso Ribeiro agradece ao PRH-24 pelo apoio financeiro. Carlos Alberto Bavastri agradece ao CNPQ também pelo apoio financeiro.

8. Referências Bibliográficas

- DUTT, J. K.; NAKRA, B. C. Stability of rotor systems with viscoelastic supports. *Journal of Sound and Vibration*, v. 153, p. 89-96, 1992.
- DUTT, J. K.; TOI, T. Rotor vibration reduction with polymeric sectors. *Journal of Sound and Vibration*, v. 262, p. 769-793, 2003.
- GENTA G.; AMATI N. Hysteretic damping in rotordynamics: An equivalent formulation, v. 329 p. 4772-4784, 2010.
- KANG C.H.; HSU W.C.; LEE E.K.; SHIAU T.N. Dynamic analysis of gear-rotor system with viscoelastic supports under residual shaft bow effect, *Mechanism and Machine Theory* v. 46 p. 264-275, 2011.
- KIRK, R.; GUNTER, E. J. The effect of support flexibility and damping on the synchronous response of a single-mass flexible rotor. *ASME Journal of Engineering for Industry*, v. 94, p. 221, 1972.
- KULKARNI, P.; et al. Unbalance response and stability of a rotating system with viscoelastically supported bearings. *Mech. Much. Theory*, v. 28, p. 427-436, 1993.
- MONTAGNIER, O.; HOCHARD, C. Dynamic instability of supercritical driveshafts mounted on dissipative supports-Effects of viscous and hysteretic internal damping, *Journal of Sound and Vibration*, v. 305 p. 378-400, 2007.
- MONTAGNIER, O.; HOCHARD, CH. Dynamics of a supercritical composite shaft mounted on viscoelastic supports, *Journal of Sound and Vibration*, v. 333 p. 470-484, 2014.
- PANDA, K. C.; DUTT, J. K. Optimum support characteristics for rotor-shaft system with preloaded rolling element bearings. *Journal of Sound and Vibration*, v. 260 p. 731-755, 2003.
- RIBEIRO E. A.; PEREIRA J. T.; BAVASTRI C. A. Passive vibration control in rotor dynamics: Optimization of composed support using viscoelastic materials, *Journal of Sound and Vibration*, v. 351, p. 43-56, 2015.
- SUN L.; CHEN L. Free vibrations of a taul cable with a general viscoelastic damper modeled by fractional derivatives, *Journal of Sound and Vibration*, v. 335, p. 19-33, 2015.