

Investigação Numérica e Experimental da Resposta Dinâmica de Rotores Embarcados à Excitação Senoidal da Base

Marcelo Samora Sousa Jr*, Vergílio T. S. Del Claro*, Aldemir Ap Cavalini Jr*, Valder Steffen Jr*

* LMEst, samorajr@hotmail.com

Palavras-chave

Dinâmica de Rotação, Rotores Embarcados, Método de Elementos Finitos, Respostas de Vibração, Investigação Numérica e Experimental

1. INTRODUÇÃO

De acordo com Duchemin; Berlioz; Ferraris (2006), vários fenômenos dinâmicos relativos a máquinas rotativas vêm sendo estudados ao longo dos anos. Nesse sentido, as contribuições de A. Muszynska, B.E. Bently, N. Bachschmid, D. Childs, D. Ewins, Y. Ishida, G. Kirk, M. Lalanne, R. Markert, C. Nataraj, H.D. Nelson, R. Nordman, J.S. Rao, J. Vance e outros especialistas forneceram informações importantes sobre modelos matemáticos de máquinas rotativas e seus sistemas associados. Hoje em dia, a atenção de vários pesquisadores está se voltando para máquinas rotativas sujeitas a excitações pela base, que pode ocorrer quando o sistema é instalado em locais propensos a abalos sísmicos (El-Saeidy; Sticher, 2010). Máquinas rotativas com excitações de base são considerados sistemas complexos e de difícil análise por possuírem características não lineares. Em geral, adota-se uma solução linear a fim de simplificar o sistema tornando possível obter a resposta do rotor.

Neste contexto, o presente trabalho tem como objetivo analisar o comportamento dinâmico de uma máquina rotativa flexível considerando excitações senoidais provenientes da base. O modelo matemático do rotor é obtido pelo método de elementos finitos. As equações diferenciais resultantes são usadas para fornecer informações sobre as respostas de vibração do rotor considerando excitações de desbalanceamento e da base, simultaneamente. Vale ressaltar que o modelo matemático que será apresentado neste trabalho é baseado no trabalho de Duchemin (2003).

2. PROCEDIMENTOS NUMÉRICOS E EXPERIMENTAIS

Aqui são apresentados o modelo matemático e de elementos finitos do rotor embarcado, seguidos da descrição da bancada experimental desenvolvida para o experimento.

2.1. Formulação em Elementos Finitos Baseada nas Equações de Lagrange

A Fig. 1 mostra a representação esquemática de um rotor embarcado na qual três eixos de referência são utilizados (Duchemin; Berlioz; Ferrari, 2006).

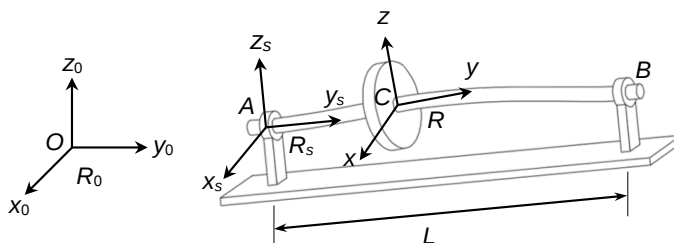


Figura 1: Representação esquemática de um rotor embarcado (DUCHEMIN, 2003).

Nas energias cinética e de deformação do eixo, discos e massas de desbalanceamento, as equações de Lagrange podem ser aplicadas e as equações do movimento do sistema obtidas como segue:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + [\mathbf{D} + \mathbf{D}^*]\dot{\mathbf{q}} + [\mathbf{K} + \mathbf{K}^*]\mathbf{q} = \mathbf{W} + \mathbf{F} + \mathbf{F}^* \quad (1)$$

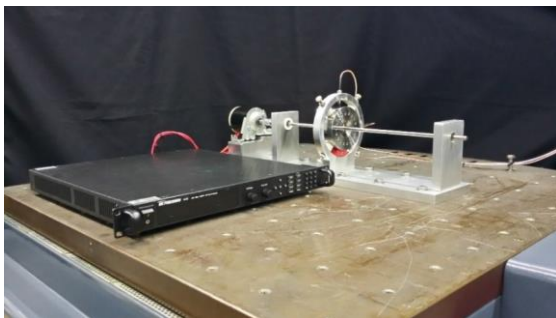
onde M, D e K são as matrizes de massa, rigidez e do efeito giroscópico/amortecimento do sistema rotativo, respectivamente. Por exemplo, as matrizes MD e ME (Eq. (3.18) e Eq. (3.28), respectivamente) são agrupadas

convenientemente para formar a matriz M mostrada na Eq. (3.45). Os termos adicionais associados ao movimento da base são incorporados nas matrizes D^* e K^* , bem como o vetor de força F^* . O vetor F contém as forças de desbalanceamento. W representa o peso dos componentes da máquina rotativa. Neste caso, $q = qE$.

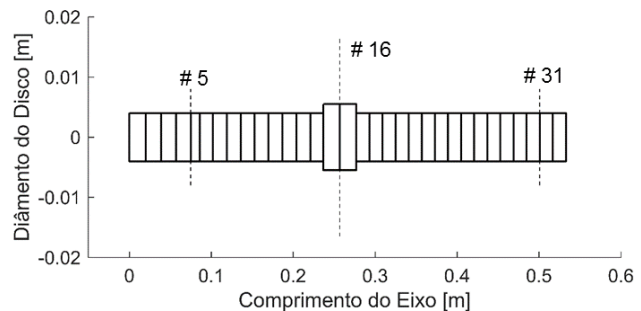
Para obter as respostas de vibração do rotor embarcado, a Eq. (3.45) foi integrada numericamente utilizando o método de Newton-Raphson em conjunto com as regras trapezoidais de Newmark. Este processo de integração é apresentado em detalhes por Cavalini Jr et al. (2015a).

2.2. Bancada Experimental

A Figura 2 mostra a bancada de testes utilizada na análise experimental do rotor embarcado, sendo esta matematicamente representada por um modelo com 33 elementos finitos. A bancada é composta por um eixo flexível de aço com um comprimento de 548 mm e 8 mm de diâmetro ($E = 205 \text{ GPa}$, $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$, $\nu = 0,29$), um disco rígido D (nó #16, de acordo para o modelo EF) de aço com 100 mm de diâmetro e 40 mm de espessura ($\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$) e dois mancais de rolamento (B1 e B2 localizados nos nós #5 e #31, respectivamente). Sensores de deslocamento estão dispostos ortogonalmente no nó #16 (S16xs e S16zs) para medir a vibração do eixo sobre o disco. O sistema é movido por um motor elétrico do tipo CC com controle de velocidade por variação de tensão.



a) Bancada de testes.



b) Representação esquemática.

Figura 2: Máquina rotativa utilizada nas análises experimentais

3. RESULTADOS NUMÉRICOS E EXPERIMENTAIS

Nas Fig. 3 e 4 é possível observar que o modelo EF foi capaz de representar o comportamento dinâmico do rotor para o caso em que a base é excitada ao longo da direção x_s conforme a Eq. (5.2).

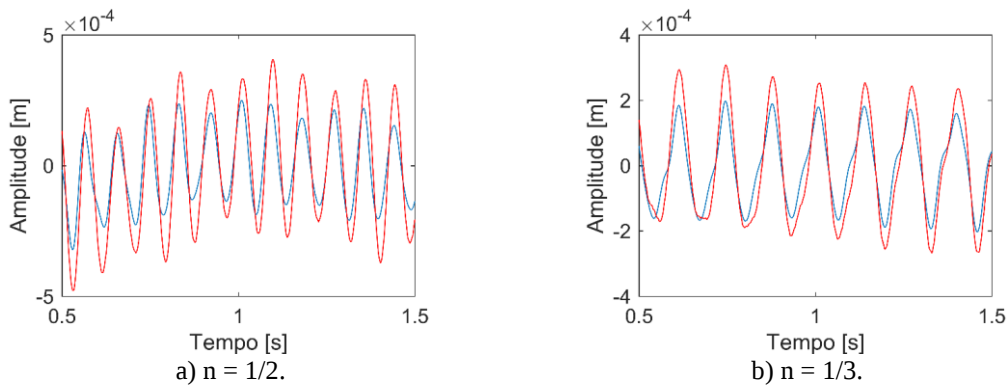


Figura 3: Respostas de vibração do rotor a 900 RPM para excitações senoidais aplicadas ao longo da direção x_s . Resultado simulado (---) e experimental (---).

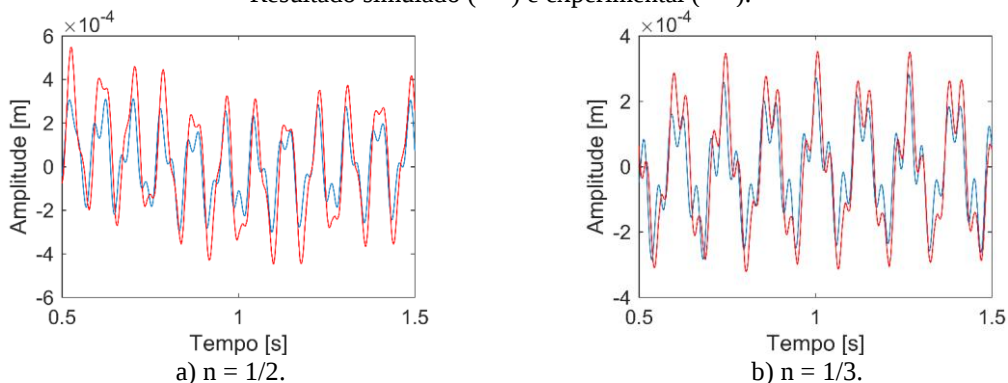


Figura 4: Respostas de vibração do rotor a 1600 RPM para excitações senoidais subsíncronas aplicadas na direção x_s . Resultado simulado (---) e experimental (---).

A Fig 3 apresenta as respostas de vibração medidas ao longo da direção x_s da máquina rotativa juntamente com as curvas numéricas determinadas pelo modelo EF, considerando uma excitação senoidal aplicada na direção x_s conforme mostra a Eq. (2).

$$x_s = L \sin(\Omega_n) \frac{2pW_{cr}}{60} t \quad (2)$$

onde Λ foi fixado como sendo igual a 2,5 m/s² e n é uma constante utilizada para produzir excitações da base com frequências de excitação subsíncronas da velocidade crítica BW do rotor ($\Omega_{cr} = 1177$ RPM). Neste caso, $n = 1/2$ e $1/3$, (Fig. 3^a e 3b, respectivamente). A velocidade de operação do rotor Ω foi mantida em 900 RPM. Como esperado, as respostas de vibração obtidas na direção x_s foram mais influenciadas pela excitação de base. Assim, as respostas medidas ao longo da direção z_s não serão apresentadas.

A Fig. 4 apresenta as respostas de vibração medidas ao longo da direção x_s da máquina rotativa juntamente com as curvas com os resultados numéricos determinados a partir do modelo EF, considerando a mesma excitação adotada na Fig. 3. Contudo, neste caso, a velocidade de operação do rotor Ω foi mantida em 1600 RPM ($n = 1/2$ e $1/3$; Fig. 4a e 4b, respectivamente).

4. CONCLUSÕES

Neste trabalho foi analisado o comportamento dinâmico de uma máquina rotativa excitada pela base tanto do ponto de vista numérico como experimental. Atualmente, é pequeno o número de trabalhos científicos voltados para a análise de sistemas rotativos embarcados. De forma geral, o trabalho se justifica por oferecer uma perspectiva diferente de trabalhos encontrados atualmente na área e pela validação experimental do modelo desenvolvido para rotores flexíveis embarcados.

As respostas de vibração no domínio do tempo da máquina rotativa operando a uma certa velocidade de rotação sem excitação de base foram comparadas com as respostas do modelo matemático. Os resultados obtidos experimentalmente e numericamente do rotor em repouso são semelhantes. As respostas de vibração do rotor para uma excitação senoidal ao longo da direção x_s foram avaliadas. O modelo foi capaz de reproduzir o comportamento obtido experimentalmente com sucesso.

5. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem as agências de fomento FAPEMIG, CNPq (INCT-EIE) e CAPES pelo suporte financeiro e à comissão organizadora do POSMEC pela possibilidade de apresentar o trabalho.

6. REFERÊNCIAS

- CAVALINI JR., A.A., LARA-MOLINA, F.A., SALES, T.P., KOROISHI, E.H., STEFFEN JR, V., "Uncertainty analysis of a flexible rotor supported by fluid film bearings." Latin American Journal of Solids and Structures. v. 12, v. 8, p. 1487-1504, 2015a.
- CAVALINI JR, A. A. "Detecção e identificação de trincas transversais em eixos horizontais de máquinas flexíveis." 2013. Tese de Doutorado - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.
- DUCHEMIN, M. "Contribution à l'étude du comportement dynamique d'un rotor embarqué." 2003. Tese de Doutorado - INSA Lyon, Lyon.
- DUNCHEMIM, M.; BERLIOZ, A.; FERRARIS, G. "Dynamic behavior and stability of a rotor under base excitation." ASME. v. 128, p. 576, 2006.
- EL-SAEIDY, F.M.A.; STICHER, F. "Dynamics of a rigid rotor linear/nonlinear bearings system subject to rotating unbalance and base excitations." Journal of Vibration and Control. v. 16, n. 3, p. 403-438, 2010.

7. DIREITOS AUTORAIS

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