

Para cada subsistema da máquina rotativa obtém-se as energias cinética (disco, eixo, mancal e desbalanceamento) e deformação (eixo). A partir das energias cinética e de deformação aplica-se as equações de Lagrange, a equação do movimento obtida é apresentada pela Eq. (1).

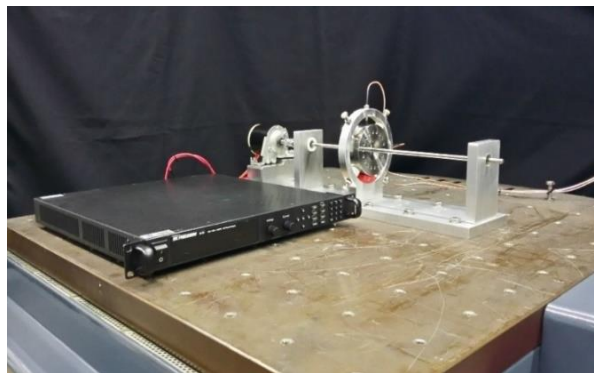
$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + [\mathbf{D} + \mathbf{D}^*]\dot{\mathbf{q}} + [\mathbf{K} + \mathbf{K}^*]\mathbf{q} = \mathbf{W} + \mathbf{F} + \mathbf{F}^* \quad (1)$$

onde $\mathbf{M}$, $\mathbf{D}$ e $\mathbf{K}$ são as matrizes de massa, do efeito giroscópico/amortecimento e da rigidez do sistema rotativo, respectivamente. Os termos adicionais associados ao movimento da base são incorporados nas matrizes $\mathbf{D}^*$ e $\mathbf{K}^*$, bem como o vetor de força $\mathbf{F}^*$. O vetor $\mathbf{F}$ contém as forças de desbalanceamento. $\mathbf{W}$ representa o peso dos componentes da máquina rotativa.

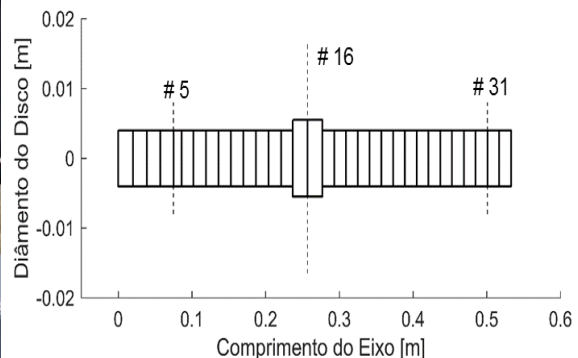
Para obter as respostas de vibração do rotor embarcado, a Eq. (1) foi integrada numericamente utilizando o método de Newton-Raphson em conjunto com as regras trapezoidais de Newmark. Este processo de integração é apresentado em detalhes por Cavalini Jr et al. (2015a).

2.2. Bancada de Testes

A bancada de testes utilizada na análise experimental do rotor embarcado é mostrada na Fig. 2a, a qual é 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 (posicionado no 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 (B_1 e B_2 localizados nos nós #5 e #31, respectivamente). A representação esquemática do rotor analisado e o modelo de elementos finitos são apresentados na Fig. 2b. Sensores de deslocamento estão dispostos ortogonalmente no nó #16 (S_{16xs} e S_{16zs}) 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: Representação esquemática de um rotor embarcado (Dunchemim, 2003).

3. RESULTADOS NUMÉRICOS

Para este trabalho serão analisadas as respostas de vibração do sistema rotativo submetido a um deslocamento angular apresentado na Fig. 3. A excitação foi aplicada nas duas direções x_s e z_s (ver Fig. 1), separadamente.

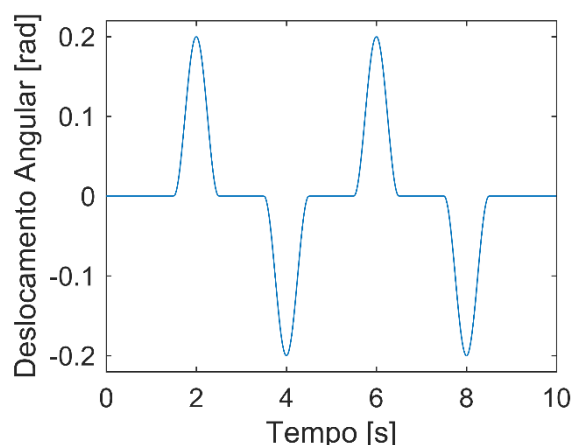


Figura 3: Excitação aplicada ao longo das direções x_s e z_s .

As respostas de vibração associadas a cada direção x_s e z_s , onde foi aplicada a excitação, são mostradas pelas Fig. 4a e Fig. 4b (excitação Fig. 3). Foi considerado um tempo de simulação de 10 s em passos de 0,001 s. A velocidade de rotação do rotor Ω foi fixada em 1600 RPM com um desbalanceamento de 850 g.mm/0° aplicado no disco. Nota-se que as respostas de vibração do sistema do rotor mudaram de acordo com os deslocamentos da base impostos. Como esperado, as respostas de vibração determinadas ao longo da direção x_s são maiores que as obtidas ao longo da direção z_s quando o

deslocamento da base aplicado ao longo da direção x_s é considerado (e vice-versa). Além disso, percebe-se que existe um acoplamento das duas direções devido ao efeito giroscópico.

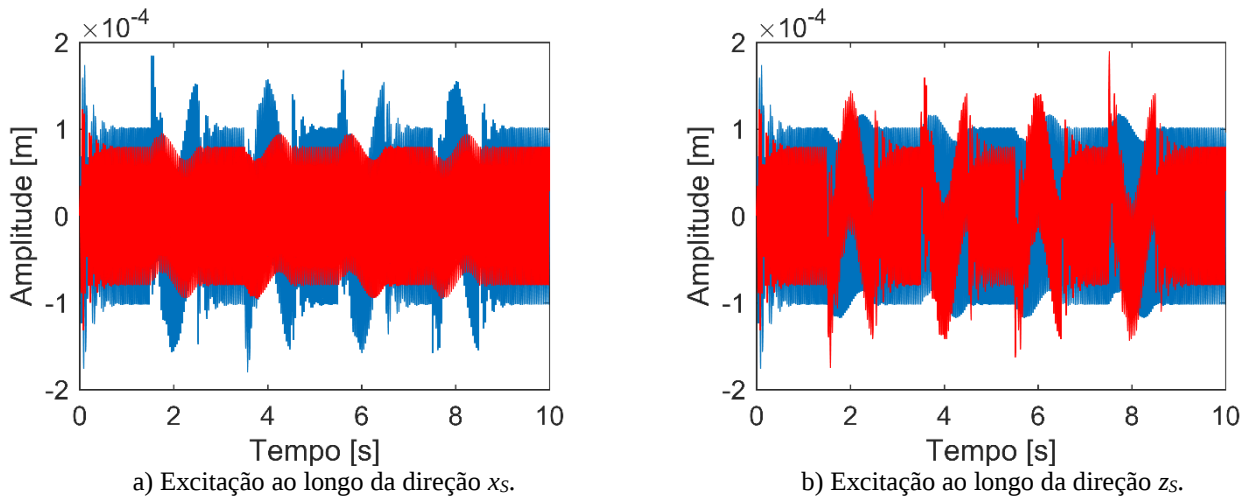


Figura 4: Respostas de vibração do rotor a 1600 RPM para excitações aplicadas. Direção x_s (----) e direção z_s (---).

4. CONCLUSÃO

Neste trabalho foi analisado o comportamento dinâmico de uma máquina rotativa excitada pela base do ponto de vista numérico. 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 do modelo desenvolvido para rotores flexíveis embarcados.

As respostas de vibração no domínio do tempo da máquina rotativa operando em 1600 RPM com excitação de base foram obtidas a partir do modelo matemático. Os próximos trabalhos serão dedicados a validação experimental dos resultados numéricos apresentados.

5. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem as agências de fomento FAPEMIG, CNPq (INCT-EIE) e CAPES pelo suporte financeiro.

6. REFERÊNCIAS

- Cavalini Jr., A.A., Lara-Molina, F.A., Sales, T.P., Koroishi, E.H., Steffen Jr, V., 2015a, “Uncertainty analysis of a flexible rotor supported by fluid film bearings”. *Latin American Journal of Solids and Structures*, Vol. 12, No. 8, pp. 1487-1504.
- Dakel, M.; Baguet, S.; Dufour, R. “Steady-state dynamic behavior of an on-board rotor under combined base motions”. *Journal of Vibration and Control*. v. 20, n. 15, p. 2254-2287, 2014.
- Dunchemim, M. “Contribution à l’étude du comportement dynamic 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.
- Kim, K. B.; Yang, J. N.; Lin, Y. K. “Stochastic response of flexible rotor-bearing system to seismic excitations”. *Probabilistic Engineering Mechanics*. v. 1, n. 3, 1986.

7. DIREITOS AUTORAIS

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