

INFLUÊNCIA DO EFEITO GIROSCÓPICO, ANISOTROPIA, AMORTECIMENTO E DESBALANCEAMENTO NO SURGIMENTO DE MODOS OPERACIONAIS MISTOS EM ROTORES MULTI-DISCOS

Alexandre Luiz Amarante Mesquita

Departamento de Eng. Mecânica, Universidade Federal do Pará, alexmesq@ufpa.br

Doutorando na Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas

Sérgio Junichi Idehara

Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, UNICAMP

junichi@fem.unicamp.br

Ubatan Almeida Miranda

Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, UNICAMP

ubatan@fem.unicamp.br

Milton Dias Jr.

Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, UNICAMP

milton@fem.unicamp.br

Resumo. Este artigo discute o efeito da variação de alguns parâmetros no surgimento de modos operacionais mistos em rotores sujeitos à ação de forças de desbalanceamento e considerando o efeito giroscópico. O modo operacional misto é um tipo especial de movimento que ocorre quando algumas estações do rotor precessionam na direção direta e outras estações precessionam na direção retrógrada, simultaneamente. Os parâmetros analisados são: anisotropia na rigidez, amortecimento nos mancais e os desbalanceamento no rotor. Na análise numérica, foram feitas simulações utilizando um código computacional baseado no método dos elementos finitos, utilizando coordenadas complexas. Neste algoritmo, os movimentos de precessão das estações do rotor são analisados através do gráfico do SDI Plot, um mapa que indica a forma e a direção da órbita de uma determinada estação, em função da rotação. Após as análises numéricas, o fenômeno do surgimento do modo operacional misto é verificado experimentalmente em uma bancada de laboratório. Esta verificação experimental foi realizada analisando-se as direções das órbitas de estações do rotor e do eixo da bancada, para alguns valores de freqüências de rotação em situação de regime permanente.

Palavras-chave: vibrações, dinâmica de rotores, modos operacionais.

1. INTRODUÇÃO

O modo operacional misto é um tipo especial de movimento que ocorre quando algumas estações do rotor possuem movimentos de precessão direta e outras possuem movimentos de precessão retrógrada, de forma simultânea.

A existência de movimentos de precessão simultânea, brevemente mencionada na literatura (Vance, 1988; Lee, 1993), foi provada experimentalmente por Lund (1974), Rajalingham et al (1989), Rao et al. (1996, 1997) e Muszynska (1996). Mas, em geral, este assunto é pouco explorado na literatura. Dias Jr e Allemand (2000) relatam o problema através de casos numéricos. Dias Jr et

al. (2002) e Miranda et al. (2002) mostraram experimentalmente a existência de modos operacionais mistos para um rotor contendo dois discos; o primeiro mostrou numericamente quais parâmetros que influenciam no surgimento, ou não, do fenômeno. Tais parâmetros são a amplitude e a distribuição espacial do desbalanceamento, a anisotropia dos mancais, o efeito giroscópico e o amortecimento nos mancais. Neste trabalho, a análise numérica dos parâmetros será revista em mais detalhes para sistemas rotativos contendo dois discos e, em seguida, resultados experimentais são apresentados para a verificação do fenômeno.

2. RESPOSTA AO DESBALANCEAMENTO DO SISTEMA ROTATIVO DE N ESTAÇÕES EM COORDENADAS COMPLEXAS

Seja um sistema rotor-mancais com N estações. A equação do movimento deste sistema rotativo de $4N$ graus de liberdade é dada por:

$$[M]\{\ddot{q}\} + [D]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{Q\}, \quad (1)$$

sendo $[M]$ a matriz de massa, simétrica, e $[D]$ e $[K]$ são, em geral, matrizes dependentes da velocidade de rotação e não-simétricas. A matriz $[D]$ representa o amortecimento e os efeitos giroscópicos e a matriz $[K]$ inclui os termos de rigidez (do eixo e dos mancais) e amortecimento interno. O vetor $\{q\}$ é o vetor das coordenadas generalizadas e $\{Q\}$ o vetor da forças de excitação.

Uma forma conveniente de definir o vetor de deslocamento $\{q\}$ em um código de elementos finitos é:

$$\{q\} = \{\{y\}^T \{\phi_z\}^T \{z\}^T \{\phi_y\}^T\}^T, \quad (2)$$

sendo $\{y\}$ e $\{z\}$ os vetores deslocamentos, de todos os nós, em cada uma das duas direções perpendiculares ao eixo de rotação do rotor, e $\{\phi_y\}$ e $\{\phi_z\}$ são os vetores dos graus de liberdade de rotação de todos os nós em torno dos eixos Y e Z , respectivamente. Na Fig. (1), estão apresentadas as coordenadas generalizadas de um elemento de viga, as coordenadas generalizadas q_1, q_2, q_5 e q_6 correspondem aos graus de liberdade y, ϕ_y, z e ϕ_z do nó 1 (nó mais próximo da origem do sistema de coordenadas global) e as coordenadas q_3, q_4, q_7 e q_8 correspondem aos graus de liberdade y, ϕ_y, z e ϕ_z do nó 2. O vetor de forças generalizadas é dado por $\{Q\} = \{\{f_y\}^T \{f_{\phi_z}\}^T \{f_z\}^T \{f_{\phi_y}\}^T\}^T$.

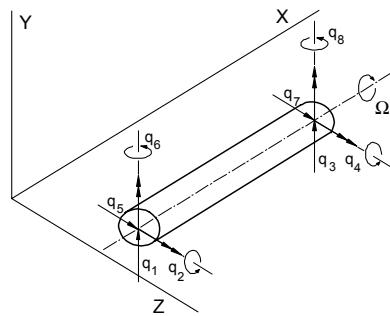


Figura 1. Elemento finito de viga.

A direção do movimento de precessão do sistema pode ser obtida através da análise em coordenadas complexas. As expressões para transformar os deslocamentos e forças agindo no nó k em suas correspondentes coordenadas complexas são:

$$p_{1k}(t) = y_k(t) + jz_k(t) \quad \text{e} \quad p_{2k}(t) = \phi_{zk}(t) - j\phi_{yk}(t), \quad (3)$$

$$g_{1k}(t) = f_{y_k}(t) + j f_{z_k}(t) \quad \text{e} \quad g_{2k}(t) = f\phi_{z_k}(t) - j f\phi_{y_k}(t). \quad (4)$$

Considerando todos os nós do modelo de elementos finitos, tem-se que o vetor de resposta complexa é dado por:

$$\begin{Bmatrix} \{p\} \\ \{\bar{p}\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{p_1\} \\ \{p_2\} \\ \{\bar{p}_1\} \\ \{\bar{p}_2\} \end{Bmatrix} = [T]^{-1} \begin{Bmatrix} \{y\} \\ \{\phi_z\} \\ \{z\} \\ \{\phi_y\} \end{Bmatrix}, \text{ sendo } [T] = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} [I] & [0] & [I] & [0] \\ [0] & [I] & [0] & [I] \\ -j[I] & [0] & j[I] & [0] \\ [0] & j[I] & [0] & -j[I] \end{bmatrix}. \quad (5)$$

Aplicando a mesma transformação $[T]$ no vetor de força, substituindo ambas transformações (de resposta e força complexas) na Eq. (1), e pré-multiplicando a equação resultante pela inversa de $[T]$, obtém-se:

$$[T]^{-1}[M][T] \begin{Bmatrix} \{\ddot{p}\} \\ \{\ddot{\bar{p}}\} \end{Bmatrix} + [T]^{-1}[D][T] \begin{Bmatrix} \{\dot{p}\} \\ \{\dot{\bar{p}}\} \end{Bmatrix} + [T]^{-1}[K][T] \begin{Bmatrix} \{p\} \\ \{\bar{p}\} \end{Bmatrix} = [T]^{-1}[T] \begin{Bmatrix} \{g\} \\ \{\bar{g}\} \end{Bmatrix}, \quad (6)$$

ou, de forma mais compacta:

$$[M_a] \begin{Bmatrix} \{\ddot{p}\} \\ \{\ddot{\bar{p}}\} \end{Bmatrix} + [D_a] \begin{Bmatrix} \{\dot{p}\} \\ \{\dot{\bar{p}}\} \end{Bmatrix} + [K_a] \begin{Bmatrix} \{p\} \\ \{\bar{p}\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{g\} \\ \{\bar{g}\} \end{Bmatrix}, \quad (7)$$

sendo $[M_a]$, $[D_a]$ e $[K_a]$ as matrizes complexas de massa, de amortecimento/efeito giroscópico e de rigidez, respectivamente. $\{g\}$ é o vetor de força complexo.

O deslocamento complexo $\{p\}$ e a força externa complexa $\{g\}$ podem ser decompostos em suas componentes diretas, $\{P_f\}$ e $\{G_f\}$, e retrógradas, $\{P_b\}$ e $\{G_b\}$, segundo:

$$\{p(t)\} = \{P_f\} e^{j\Omega t} + \{P_b\} e^{-j\Omega t}, \quad \{g(t)\} = \{G_f\} e^{j\Omega t} + \{G_b\} e^{-j\Omega t}, \quad (8)$$

sendo Ω a velocidade de rotação do rotor. Substituindo a Eq. (8) e seus complexos conjugados na Eq. (7), obtem-se a:

$$(-\Omega^2[M_a] + j\Omega[D_a] + [K_a]) \begin{Bmatrix} \{P_f\} \\ \{\bar{P}_b\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{G_f\} \\ \{\bar{G}_b\} \end{Bmatrix}. \quad (9)$$

A força de desbalanceamento, por sua característica, apresenta somente a componente direta sendo que a componente retrógrada é nula. Portanto, a resposta ao desbalanceamento em regime permanente do sistema rotativo é obtida através da solução do seguinte conjunto de equações algébricas:

$$(-\Omega^2[M_a] + j\Omega[D_a] + [K_a]) \begin{Bmatrix} \{P_f\} \\ \{\bar{P}_b\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{G_f\} \\ \{0\} \end{Bmatrix}. \quad (10)$$

A relação entre as amplitudes das componentes direta, $\{P_f\}$, e retrógrada, $\{P_b\}$, da resposta ao desbalanceamento define se o movimento precessional de uma específica estação do rotor será

direta ou retrógrada, circular, elíptica ou retilínea. Estas duas componentes podem ser combinadas em um parâmetro, denominado “*Shape and Directivity Index*” ou *SDI*, definido por Han e Lee (1999) pela expressão:

$$-1 \leq SDI = \frac{|P_f| - |P_b|}{|P_f| + |P_b|} \leq 1. \quad (11)$$

As relações entre os valores do *SDI*, a forma da órbita de uma estação do rotor e a direção do movimento de precessão são:

$SDI = -1$	\Rightarrow Movimento de precessão circular retrógrado
$-1 < SDI < 0$	\Rightarrow Movimento de precessão elíptico retrógrado
$SDI = 0$	\Rightarrow Movimento retilíneo
$0 < SDI < 1$	\Rightarrow Movimento de precessão elíptico direto
$SDI = 1$	\Rightarrow Movimento de precessão circular direto

O sinal do *SDI* define a direção do movimento de precessão enquanto a forma da órbita é definida pelo seu valor absoluto. Uma maneira conveniente de visualizar o tipo de precessão de cada estação do rotor é através do *SDI Plot* ou *SDI 3D* (Dias Jr. & Allemand, 2000). O *SDI Plot* é um mapa que apresenta os valores do *SDI* de todas as estações do rotor (de todos os nós do modelo de elementos finitos) para cada valor de velocidade de rotação. Neste gráfico, cores são associadas aos valores de *SDI* de forma a facilitar a distinção entre os movimentos de precessão direta e retrógrada, bem como identificar as formas das órbitas. Esta ferramenta será utilizada, a seguir, para analisar a existência de modos operacionais mistos no sistema rotor-mancais modelado pelo método dos elementos finitos.

3. SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE ROTOR COM DOIS DISCOS

O modelo possui 9 nós e 10 elementos, conforme ilustra a Fig. (2), e as seguintes características: comprimento do eixo = 1,5 m, raio do eixo = 0,025 m, raio dos discos = 0,175 m, espessura dos discos = 0,07 m. O eixo e disco são feitos do mesmo material (aço), tendo módulo de elasticidade = 2.11×10^{11} N/m², coeficiente de Poisson = 0,3 e massa específica = 7800 kg/m³.

Inicialmente, considera-se os mancais anisotrópicos iguais a $k_{yy}=1 \times 10^6$ N/m e $k_{zz}=0.8 \times 10^6$ N/m, sem amortecimento, amplitude dos desbalanceamentos dos discos iguais a 1×10^{-5} kg.m e defasagem angular nula entre os desbalanceamentos, ou seja, a excentricidade dos discos está situada na mesma posição angular. O diagrama de Campbell para este sistema é apresentado na Fig. (3a) e mostra que, para velocidade de rotação nula, o sistema apresenta as quatro primeiras freqüências naturais iguais a 12,10 Hz (726 rpm) e 12,68 Hz (760 rpm), para o primeiro par de freqüências, e 37,02 Hz e 39,83 Hz para o segundo par de freqüências.

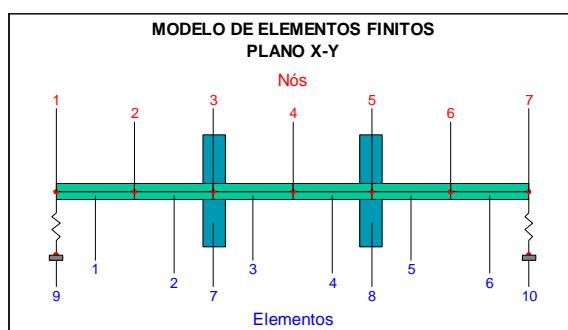


Figura 2. Modelo de elementos finitos.

O *SDI Plot* (Fig.(3b)) mostra que antes da primeira velocidade crítica, todas as estações do rotor (nós do modelo) precessionam na direção direta com órbita circular ($SDI = 1$, cor verde, conforme tabela de cores ao lado da figura); entre as duas velocidades críticas, as estações do rotor precessionam na direção retrógrada ($SDI < 1$, cor vermelha); e após a segunda velocidade crítica, todas as estações retornam ao movimento de precessão direta. Como o rotor possui discos iguais e equidistantes dos mancais anisotrópicos idênticos, os 3° e o 4° modos não são excitados, fazendo com que a terceira e quarta velocidade crítica não apareçam no *SDI Plot*.

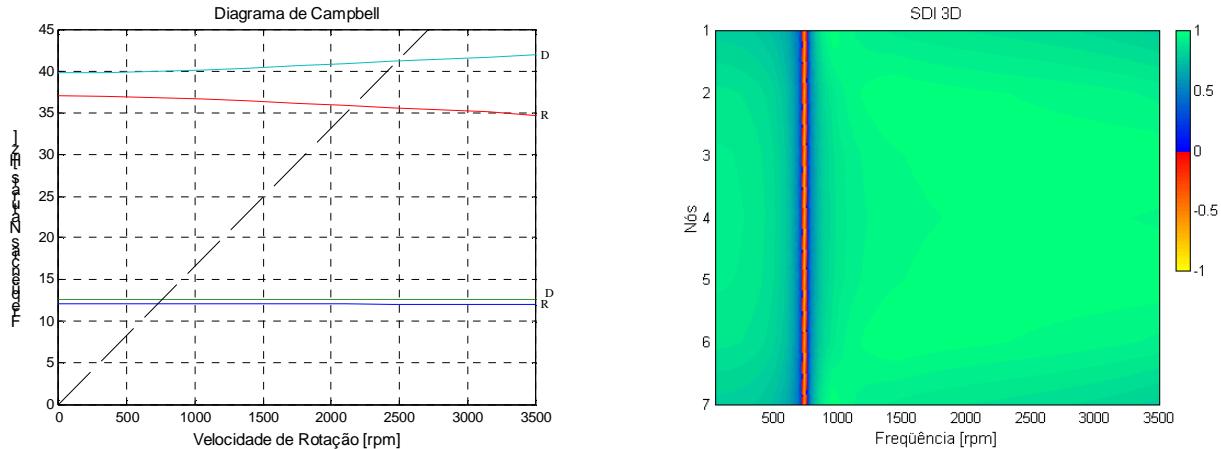


Figura 3. Diagrama de Campbell e *SDI Plot*.

Para uma diminuição da rigidez do mancal B (situado no nó 7) na direção z para $k_{zz}=0.6\times10^6\text{N/m}$, mantendo-se os valores dos demais parâmetros os mesmos, os gráficos resultantes de *SDI Plot* e de função de resposta ao desbalanço direcional (FRDD) do rotor para o nó 1 são mostrados na Fig. (4).

Neste caso (mancais diferentes e anisotrópicos), surge o segundo par de freqüências no gráfico do SDI. Há também a ocorrência de modo operacional misto. Na terceira velocidade crítica o centro do sistema precessiona na direção direta e as demais partes do sistema precessionam na direção retrógrada. O movimento retrógrado é mais acentuado nas extremidades do eixo. As extremidades também precessionam na direção retrógrada um pouco antes da quarta velocidade crítica, enquanto que a parte central continua em precessão direta.

Com os mesmos parâmetros de rigidez, amortecimento e amplitude de desbalanceamento da análise anterior, faz-se a análise da variação dos ângulos dos desbalanceamentos dos discos no *SDI Plot*. Primeiramente, efetua-se um giro de 30° somente no disco I (Fig. (5)); e em seguida um giro de 100° no mesmo disco (Fig. (6)). Verifica-se que a distribuição espacial do desbalanceamento influencia a aparência do gráfico do *SDI Plot*, ou seja, um giro em um disco modifica a aparência do *SDI Plot*. Neste caso específico, para um giro de 30° a faixa de freqüências retrógradas, próximo a 200 rpm, se alarga mais e quanto mais se gira o disco, mais a parte central do rotor tende a se movimentar em precessão retrógrada.

Modificando-se a amplitude do desbalanceamento, também percebe-se que o mesmo modifica as faixas de precessão retrógradas. Na Fig. (7) está apresentado o gráfico do *SDI Plot* para o sistema possuindo um desbalanceamento de $m\epsilon = 2\times10^{-5}\text{ kg.m}$ no disco I e $m\epsilon = 1\times10^{-5}\text{ kg.m}$ no disco II. Os pontos pesados dos discos situam-se na mesma posição angular, ou seja, ambos em 0° . Por outro lado, se os desbalanceamentos forem modificados de forma igual, ou seja, ambos diminuídos ou aumentados na mesma proporção, o gráfico resultante do *SDI Plot* não irá se modificar. Conclui-se que não é a amplitude de desbalanceamento, mas a distribuição espacial do desbalanceamento que realmente influencia na ocorrência do modo operacional misto (além do efeito giroscópico).

Finalmente, analisa-se a influência do amortecimento. A Fig. (8) mostra o *SDI Plot* do sistema com amortecimento nos mancais nas direções horizontal e vertical igual a 250 Ns/m. Na Fig. (9) o nível de amortecimento é aumentado para 500 Ns/m, em todas as direções, em ambos os mancais.

De acordo com estes dois gráficos percebe-se que quanto mais amortecimento é inserido no sistema, mais as faixas de frequências de movimento retrógrado são diminuídas.

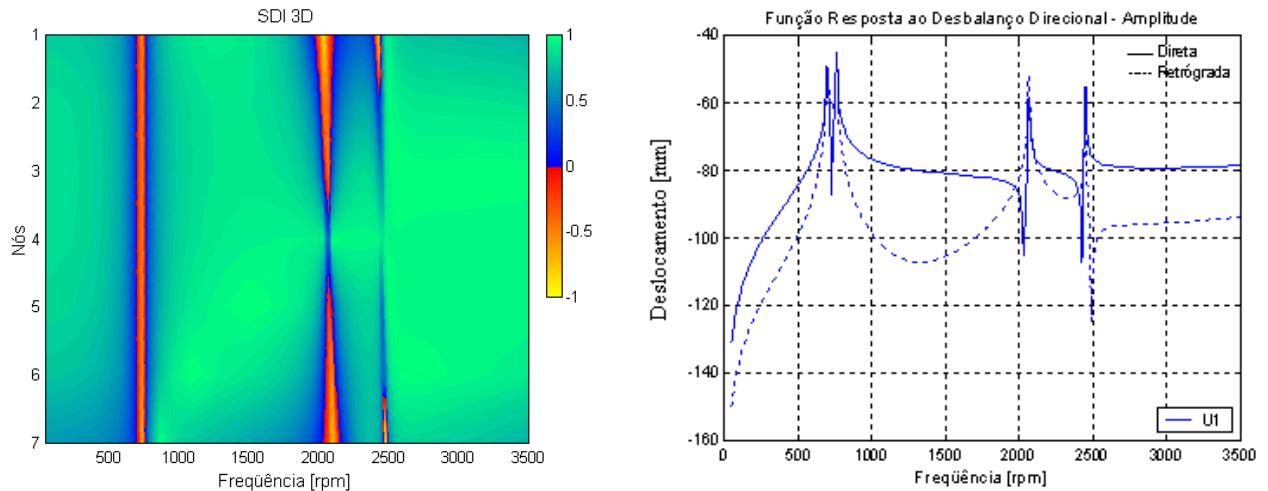


Figura 4. Gráfico de *SDI Plot* e *FRDD* para rotor anisotrópico com $k_{zz} = 0.6 \times 10^6$ N/m.

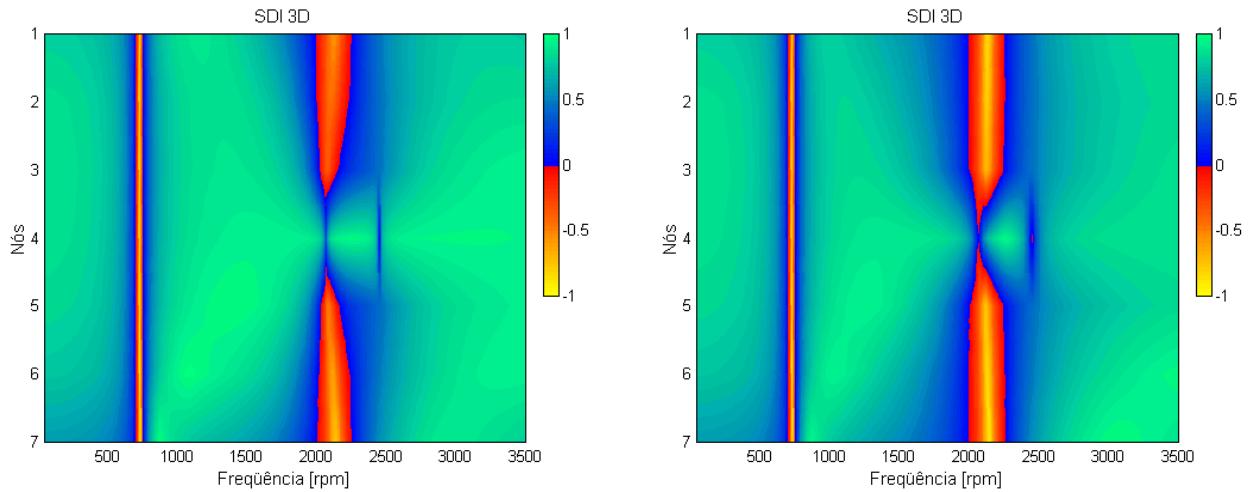


Figura 5. *SDI Plot* para giro de 30° no disco I. Figura 6. *SDI Plot* para giro de 100° no disco I.

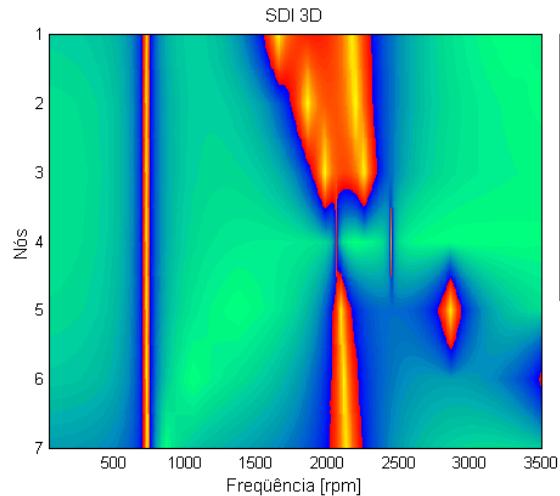


Figura 7. *SDI 3D* para sistema com amplitudes de desbalanceamento diferentes.

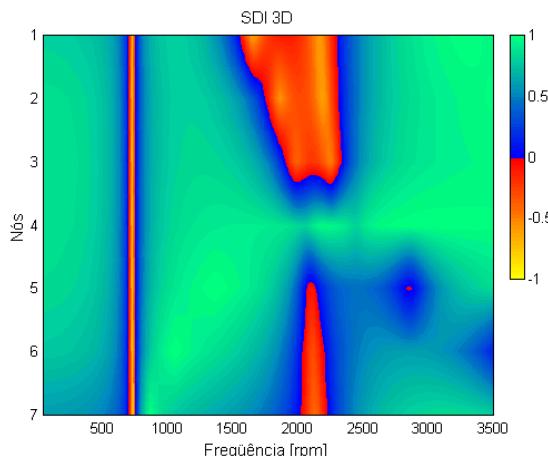


Figura 8. SDI Plot para $c_{yy}=c_{zz}=250\text{Ns/m}$.

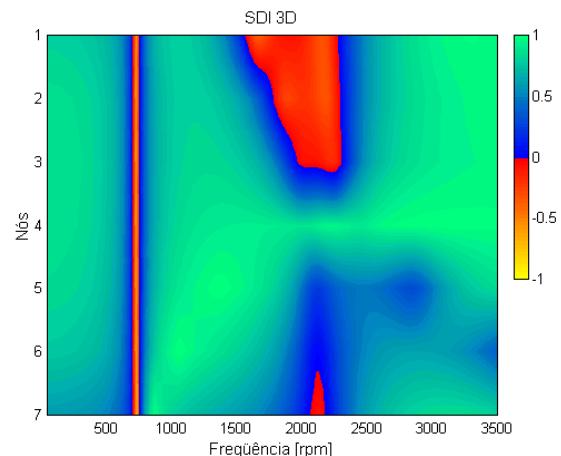


Figura 9. SDI Plot para $c_{yy}=c_{zz}=500\text{Ns/m}$.

4. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Para a verificação experimental do fenômeno de modos operacionais mistos, foi usada a bancada mostrada na Fig. (10a). Esta bancada é de fabricação da *Bently Nevada Corporation* e consiste de um rotor flexível com dois discos de aço de 75,40 mm de diâmetro por 25,4 mm de espessura, um eixo circular de aço de 10 mm de diâmetro e 60,48 cm de comprimento entre os mancais (Fig. (10b)) e dois mancais de rolamento, sendo que o mancal situado na extremidade oposta ao motor elétrico é suportado por molas helicoidais com diferentes coeficientes de rigidez, para que se possa controlar a anisotropia deste mancal.

As respostas ao desbalanceamento nas direções horizontais e verticais foram medidas simultaneamente em quatro estações do rotor. A primeira estação localiza-se no eixo, próximo ao motor elétrico, a segunda estação corresponde ao primeiro disco, a terceira estação é próxima ao centro do eixo (entre os discos) e a quarta estação corresponde ao segundo disco, mais próximo da extremidade final do eixo onde se situa o mancal anisotrópico.

Os sinais de resposta foram medidos por oito sensores de proximidade, adquiridos para várias velocidades de rotação e filtrados com o intuito de reter predominantemente a faixa de freqüência da resposta causada pelas forças de desbalanceamento. Para cada velocidade rotacional, a posição angular da excentricidade de cada disco foi variada, para verificar a influência da distribuição espacial das forças de desbalanceamento na existência dos movimentos de precessão direta e retrógrada simultâneos.

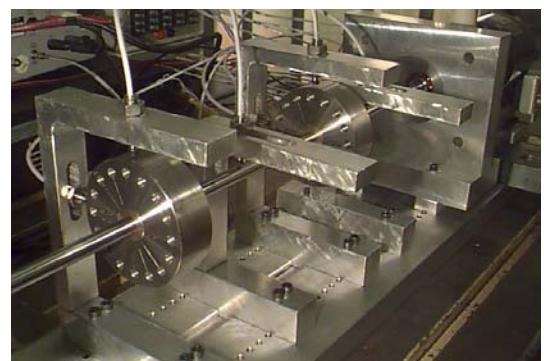
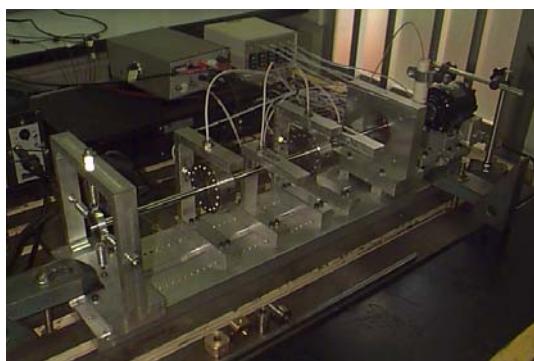


Figura 10. (a) Bancada experimental estudada, e (b) detalhe dos dois discos do rotor.

Depois de vários testes realizados, observou-se a existência de modos operacionais mistos, para algumas velocidades rotacionais e certas distribuições de desbalanceamento. Alguns resultados estão apresentados na Fig. (11) e Fig. (11). Nestas figuras, o asterisco marca o ponto inicial da órbita da estação.

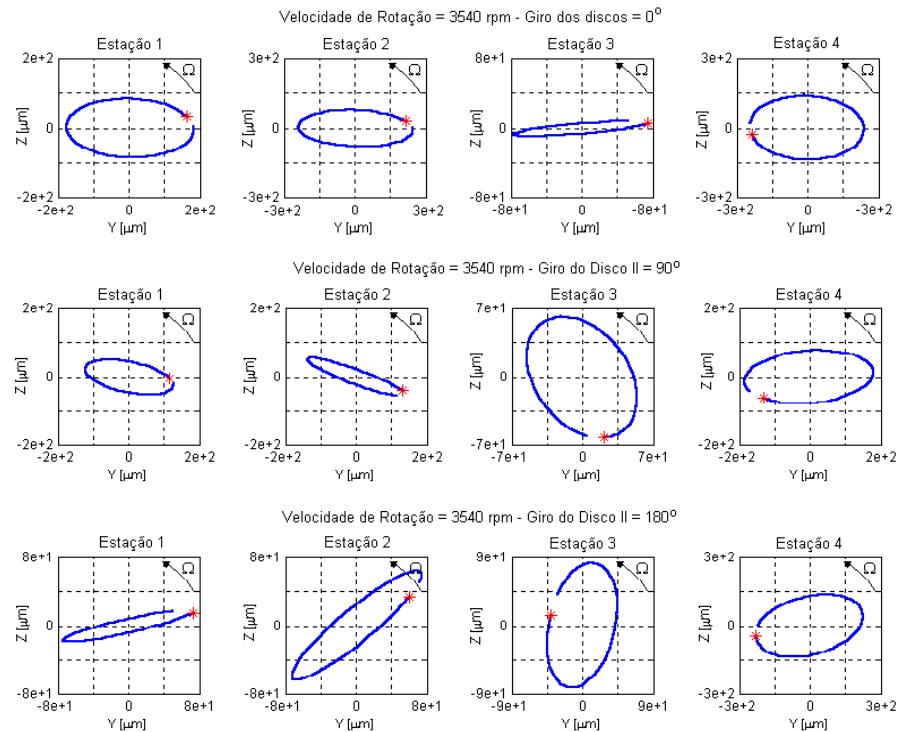


Figura 11. Resultados mostrando a influência da distribuição do desbalanceamento no rotor.

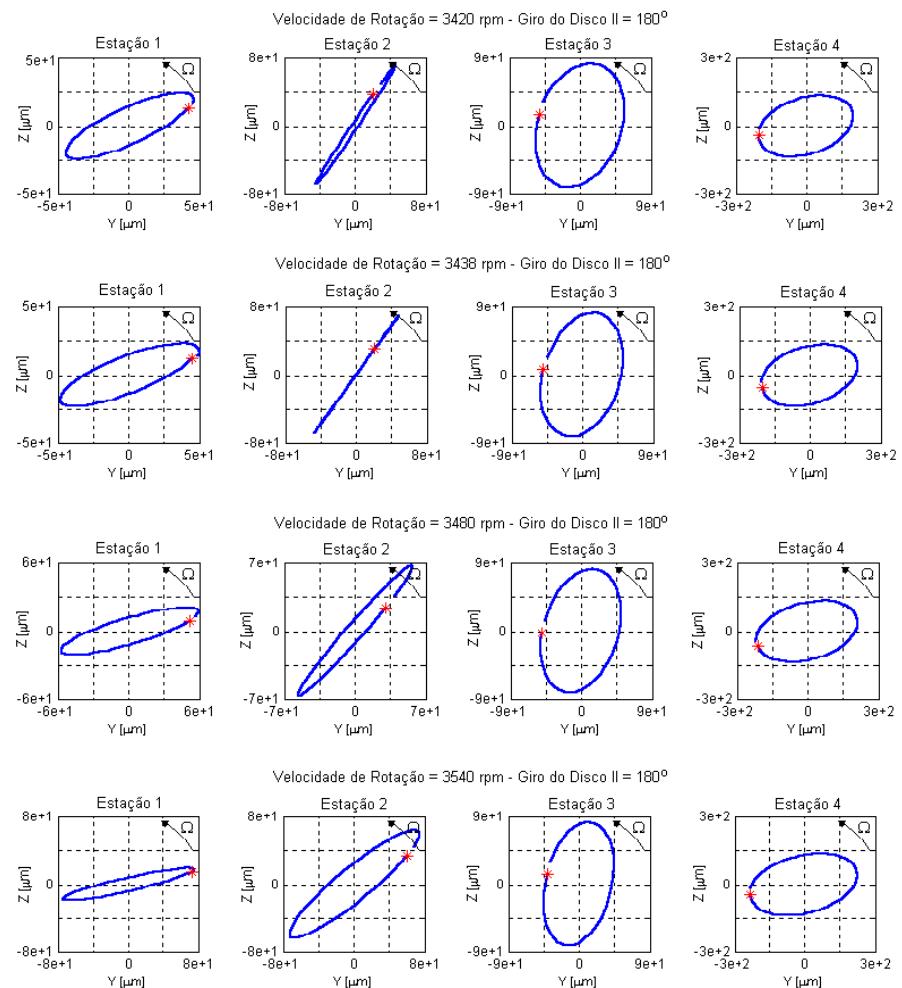


Figure 12. Progressão das órbitas das estações para alguns valores de velocidade de rotação.

A Fig. (11) mostra a influencia da distribuição espacial das forças de desbalanceamento (através do giro nos discos) na ocorrência do fenômeno. Neste caso, o sistema está operando a 3540 rpm. Pode ser visto que se ambos os discos (onde a maior parte do desbalanceamento do rotor está localizado) são posicionados com suas posições angulares originais, o sistema exibe movimentos de precessão mistos, onde a estação 3 precessiona na direção retrógrada e as outras três na direção direta. Se o disco mais próximo do motor elétrico for girado por 90°, todas as estações precessionam na direção direta. Contudo, se este for girado novamente por mais 90° (180° de sua posição original), duas estações (estações 1 e 2) descrevem seu movimento de precessão na direção retrógrada e as outras duas na direção direta.

A Fig. (12) apresenta a progressão da precessão direta para precessão retrógrada da órbita da estação 2, para valores crescentes da velocidade de rotação. No entanto, vale ressaltar que cada medição foi realizada com o rotor operando em regime permanente. De acordo com os gráficos, para todas as velocidades de rotação, a estação 1 precessiona na direção retrógrada, enquanto as estações 3 e 4 precessionam na direção direta. Contudo, a estação 2 apresenta um comportamento completamente diferente. Quando o rotor está girando em 3420 rpm, esta estação move-se na direção direta, quando o rotor alcança 3438 rpm, a órbita da estação 2 degenera-se para uma linha reta e, para velocidades de rotação mais altas, a estação movimenta-se em precessão retrógrada.

5. CONCLUSÕES

Neste trabalho são analisados os movimentos de precessão de várias estações de sistemas rotormancais. Estudos de casos de simulação numérica e experimental são apresentados. Nos casos numéricos, os movimentos de precessão das estações são analisados através do gráfico do *SDI Plot*.

Na simulação numérica, verifica-se a existência de modos operacionais mistos quando há anisotropia dos mancais e efeito giroscópico. A distribuição do desbalanceamento também influencia no surgimento dos modos operacionais mistos, enquanto que o aumento do amortecimento no sistema faz diminuir as faixas de freqüência correspondente a movimento de precessão retrógrada. Esta influência da variação espacial do desbalanceamento foi verificada experimentalmente através de testes em uma bancada de laboratório.

6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem a CAPES e ao CNPq pelo suporte financeiro.

7. REFERÊNCIAS

- Dias Jr., M., Idehara, S.J., Mesquita, A.L.A., Miranda, U.A., 2002, "On the Simultaneous Forward and Backward Whirling of Flexible Rotors: Numerical Analysis and Experimental Verification", IFToMM, 6th International Conference on Rotor Dynamics, Sydney, Australia, pp. 496-503.
- Dias Jr., M., Allemand, R.J., 2000, "Some Insights into the Simultaneous Forward and Backward Whirling of Rotors", Proceedings of the 20th IMAC.
- Genta, G., 1998, "Vibration of Structures and Machines", 3rd Edition, Spring - Verlag, New York.
- Han, Y.S., Lee, C.W., 1999, "Directional Wigner Distribution for Order Analysis in Rotating/Reciprocating Machines", Mechanical System and Signal Processing, 13(5), pp.723-737.
- Miranda, U.A., Dias Jr., Mesquita, A.L.A., Idehara, S.J., 2002, "On the Application of Directional Time-Frequency Distribution to the Identification of Simultaneous Forward and Backward Whirling in Flexible Rotors", IFToMM, 6th International Conference on Rotor Dynamics, Sydney, Australia, pp. 504-51.
- Muszynska, A., 1996, "Forward and Backward Precession of a Vertical Anisotropically Supported Rotor", Journal of Sound and Vibration, v.192(1), pp.207-222.

- Lee, C. W., 1993, "Vibration Analysis of Rotors (Solid Mechanics and Its Applications)", Kluwer Academic Publishers, 332 p.
- Lund, J. W., 1974, "Modal Response of a Flexible Rotor in Fluid-Film Bearing", Transaction of the ASME – Journal of Engineering for Industry, pp.525-532.
- Rajalingham, C., Bhat, R.B. and Jha, V.K., "Simultaneous Backward and Forward Whirling Motion of Disk and Journal in a Jeffcott Rotor Supported on Fluid Film Bearings", 60th Shock and Vibration Symposium, Virginia Beach, VA, Nov. 14-16, 1989.
- Rao, C., Bhat, R.B., Xistris, G.D., 1996, "Experimental Verification of Simultaneous Forward and Backward Whirling at Different Points of a Jeffcott Rotor Supported on Identical Journal Bearings", Journal of Sound and Vibration, v.128(3), pp. 379-388.
- Rao, C., Bhat, R.B., Xistris, G.D., 1997, "Simultaneous Forward and Backward Whirling in a Jeffcott Rotor Supported on Dissimilar Hydrodynamic Bearings", Journal of Sound and Vibration, v.203(4), pp.707-716.
- Vance, J. M., 1988, "Rotordynamics of Turbomachinery", John Wiley & Sons, New York.

Direitos Autorais

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

Gyroscopic, anisotropic, damping and unbalance effect influence in the mixed operational modes in multi disk rotors

Alexandre Luiz Amarante Mesquita

Federal University of Pará, Mechanical Engineering Department, alexmesq@ufpa.br

Sérgio Junichi Idehara

University of Campinas, Mechanical Engineering Faculty, UNICAMP
junichi@fem.unicamp.br

Ubatan Almeida Miranda

University of Campinas, Mechanical Engineering Faculty, UNICAMP
ubatan@fem.unicamp.br

Milton Dias Jr.

University of Campinas, Mechanical Engineering Faculty, UNICAMP
milton@fem.unicamp.br

Abstract: This paper discusses the existence of the mixed operational modes in flexible rotors. In this condition, some stations of the rotating machine describe their precessional movement in the forward direction while others move in the backward direction simultaneously. A complex coordinate based finite element model is used to compute the steady state complex response of the system when it is subjected to multiple unbalance forces applied on some station of the rotor. The Shape and Directivity Index Plot is used to identify the rotational speed range where the phenomenon occurs. The influence of the spatial distribution of the unbalance forces as well as the effect of the bearing stiffness is analyzed numerically. Experimental results are presented to corroborate the numerical study and to prove the existence of the simultaneous forward and backward whirling on flexible rotors.

Key words: vibration, rotordynamic, operational modes.