

ANÁLISE DINÂMICA DE ROTORES SUSTENTADOS POR MANCAIS HIDRODINÂMICOS

Isabela Francatto Guarnieri, isabela.fguarnieri@gmail.com¹
Gilberto Machado da Silva, gimsilva@fho.edu.br¹

¹FHO – Fundação Herminio Ometto, Av. Dr. Maximiliano Baruto, 500 - CEP 13607 - 339, Araras-SP

Resumo. Máquinas rotativas trabalham em altas rotações e geralmente em condições extremas, logo o conhecimento do comportamento dinâmico destas máquinas é imprescindível para fornecer dados confiáveis para operação e projeto. Uma máquina rotativa é constituída basicamente de um rotor, estrutura de suporte e mancais. Dentre os diversos tipos de mancais, sobressai os mancais de lubrificação hidrodinâmica. São mancais que fornecem parâmetros dinâmicos necessários para amortecer vibrações e possibilitar a passagem por frequências críticas. Contudo, como desvantagem, devido à característica hidrodinâmica, são mancais que apresentam rigidezes e amortecimentos cruzados, fato que pode acarretar instabilidades ao sistema. Com o objetivo de estudar o comportamento de rotores sustentados por mancais hidrodinâmicos, o presente trabalho apresenta a modelagem matemática de dois tipos de rotores pelo método de elementos finitos. Ambos os modelos apresentam 12 graus de liberdade onde são acrescentados os parâmetros dinâmicos de um par de mancais hidrodinâmicos. São obtidos o diagrama de Campbell, resposta em frequência e resposta ao desbalanceamento. Os resultados da simulação são comparados com os resultados de trabalhos disponíveis na literatura.

Palavras chave: dinâmica de rotores, mancais hidrodinâmicos, método de elementos finitos.

Abstract. Rotating machines work at high speeds and generally, in extreme conditions. Having said that, know dynamic behavior of these machines is essential to provide reliable data for operations and product development. A rotating machine consists of a rotor, support structure and bearings. Among the various types of bearings, hydrodynamic bearings stand out. They provide dynamic parameters that are necessary to dampen vibrations and enable the passage through critical frequencies. However, as a disadvantage, due to the hydrodynamic characteristic, they are bearings that presents stiffness and cross damping, a fact that can cause instabilities to the system. With the objective of studying the behavior of rotors supported by hydrodynamic bearings, this work presents the mathematical modeling of two rotor models by the finite element method with 12 degrees of freedom while dynamic parameters are added to the model. Campbell diagram, frequency response and unbalance response are obtained. The simulation results obtained are compared with the results of works available in the literature.

Keywords: rotor dynamics, hydrodynamic bearing, finite element method.

1. INTRODUÇÃO

Durante um curso de engenharia, são apresentados ao estudante através de disciplinas, separadamente diversos conceitos matemáticos e físicos que a princípio parecem ao estudante ter pouca relação com a aplicações práticas. O presente trabalho tem o caráter de estudo introdutório no estudo da dinâmica de um rotor flexível sustentado por mancais hidrodinâmicos, baseado na bibliografia clássica sobre o assunto. Este estudo faz parte de um trabalho de iniciação científica cujo objetivo é permitir que um aluno de graduação correlacione os diversos conceitos aprendidos, através de uma primeira abordagem sobre o assunto e que desperte interesse pelo tema.

As máquinas rotativas têm grande participação nos mais diversos processos industriais, possuindo lugar de destaque em indústrias químicas e petroquímicas, de geração de energia (eólicas, hidrelétricas, termoelétricas), indústrias de manufatura, têxteis e de papel e celulose.

A diversidade de aplicações se reflete na complexidade das máquinas, que podem ser constituídas de diversos rotores, acoplamentos entre eixo e motor de acionamento, selos de fluxo e elementos de suporte ou mancais. Os mancais são elementos de máquinas de suma importância no desempenho das máquinas rotativas, sejam eles de elementos rolantes, aerostáticos, magnéticos ou de filme de óleo. Entre as várias opções de mancais para sistema rotativos os mancais hidrodinâmicos tem lugar de destaque para máquinas de alta performance e confiabilidade. Segundo Norton (2013), os

mancais com lubrificação hidrodinâmica, caracterizam-se pelo filme completo e espesso de óleo que se forma entre a parte girante e estacionária impedindo assim o contato metal-metal. A pressão desta película é formada através do movimento das próprias superfícies, impelindo o lubrificante para a zona convergente a uma velocidade suficientemente alta, criando a pressão necessária para separar as superfícies que ficariam em contato devido à carga no mancal. Castilho (2007), relata que quando o rotor é submetido a distúrbios internos ou externos - desbalanceamento, desalinhamento, instabilidade rotordinâmica - os componentes interagem entre si em um processo dinâmico de absorção e dissipação de energia. Logo, torna-se importante prever o comportamento dinâmico do mancal e a análise da dinâmica do rotor por ele sustentado. O conhecimento preciso das características dinâmicas de máquinas rotativas permite prever a resposta vibratória em distintos pontos desse tipo de sistema, Silva (2004).

Nelson (2003), relata que o primeiro estudo sobre Dinâmica de Rotores foi realizado por Rankine em 1869, onde foi previsto que na velocidade de rotação (primeira velocidade crítica), o eixo sofre alguns efeitos, se tornando curvado e girando em torno desta forma curvada, acarretando em um aumento significativo da deflexão radial. Machado (2014) relata que pesquisador Karl Gustaf Patrik de Laval em 1883, construiu uma turbina de um estágio para aplicações marítimas e obteve sucesso em faixas de operação até 42000 rotações por minuto. O seu objetivo era auto centragem do disco acima da velocidade crítica. Em homenagem a seu criador, este modelo composto por um rotor flexível e um disco rígido é chamado de rotor de Laval. Segundo Vance (1998), existem algumas forças desestabilizadoras que são produzidas através do amortecimento interno do eixo do rotor. Para Manocorda (1965), através do conhecimento de possíveis desalinhamentos de rotores, oriundos dos mancais hidrodinâmicos, foi possível concluir que o valor da força resultante do mancal hidrodinâmico não sofreu alterações com as pequenas inclinações se comparada à inclinação máxima, resultante da espessura do filme de óleo e eixo de simetria do rotor no interior do mancal. Para tais estudos, faz-se necessário o uso de recursos computacionais, assim como citado por Rocha (1992), que realizou a análise, por Elementos Finitos, do comportamento dinâmico de sistemas rotativos eixo-disco-mancal e colocou o recurso matemático-computacional como indispensável. Madeira (2003), também destacou o uso de métodos como o de elementos finitos, para modelar e simular o comportamento de sistemas rotor-mancal.

2. MODELAGEM MATEMÁTICA

Para a modelagem do sistema foi utilizado o método dos elementos finitos. Este método foi proposto inicialmente por Nelson e McVaugh (1976) e posteriormente abordado por Lalanne e Ferraris (1990), Genta (2005) e Friswell et al. (2010). A modelagem pelo método de elementos finitos consiste em discretizar o sistema contínuo em um número finito de elementos interligados por seus nós.

O modelo de uma máquina rotativa é constituída por um rotor que é um componente de máquina que giram em torno de seu próprio eixo, podendo ter tanto eixo rígido como flexível, por discos que normalmente são considerados isotrópico e rígidos e por elementos de suporte. O nó onde estão posicionados os discos possuem quatro coordenadas: dois deslocamentos X e Z e duas rotações θ e ψ em torno dos respectivos eixos.

O passo inicial para se obter as equações do movimento de um rotor vem das equações de energia de cada um de seus componentes. As expressões para energia cinética do disco (T_D), energia potencial (E_U) e energia cinética (T_E) de deformação do eixo e o trabalho virtual para elementos de suporte (δW), necessárias para a caracterização do sistema e cada elemento, descritas em termos das coordenadas generalizadas de posição q_i e de velocidade \dot{q}_i do sistema

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} = F q_i \quad (1)$$

Segundo Lalanne e Ferraris (1990) os sistemas de coordenadas utilizados para se obter as equações de movimento são mostrados na Fig. 1.

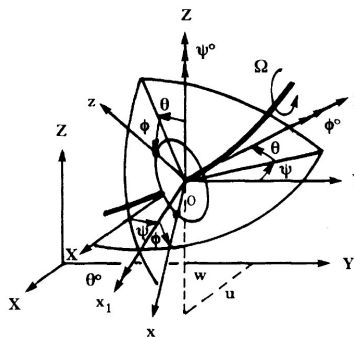


Figura 1. Sistemas de coordenadas para um disco em um eixo flexível: referenciais inercial e rotativo. (Lalanne e Ferraris, 1990)

2.1. Elemento de disco

O disco é considerado um elemento rígido e isotrópico, caracterizado apenas por sua energia cinética devido aos movimentos de rotação e translação quando em operação. A massa do disco é chamada de M_D e os momentos de inércia de massa dos discos são I_{Dy} e $I_{Dx} = I_{Dz}$. Os ângulos θ e ψ são pequenos e a velocidade angular é constante, sendo $\dot{\phi} = \Omega$. Logo, a equação de energia cinética será dada por:

$$T_D = \frac{1}{2}M_D(\dot{u}^2 + \dot{w}^2) + \frac{1}{2}I_{Dx}(\dot{\theta}^2 + \dot{\psi}^2) + \frac{1}{2}I_{Dy}\Omega^2 + I_{Dy}\Omega\dot{\psi}\theta \quad (2)$$

Na Eq. (2) o primeiro termo refere-se a energia cinética por conta do movimento de translação $x(t)$ e $z(t)$ do centro de massa do disco, o segundo termo é constante e não possui influência nas equações de Lagrange e representa a energia cinética de rotação do disco. O último termo representa o efeito giroscópico.

2.2. Elemento de eixo

A equação de energia cinética do eixo é uma extensão da equação do disco. O eixo deve ser considerado como uma viga de comprimento L , massa por unidade volume ρ , área de seção transversal circular e constante S e momento de inércia de área em torno do eixo neutro I_e , também constante. A equação de energia cinética para um elemento de eixo, será:

$$T_E = \frac{\rho S}{2} \int_0^L (\dot{u}^2 + \dot{w}^2) dy + \frac{\rho I_e}{2} \int_0^L (\dot{\theta}^2 + \dot{\psi}^2) dy + \rho I_e L \Omega^2 + 2\rho I_e L \Omega \int_0^L \psi \theta dy \quad (3)$$

A primeira integral da Eq. (3) é a expressão clássica para a energia cinética de uma viga em flexão; a segunda integral representa o efeito de rotação da seção transversal; o terceiro termo é constante; e o último termo é relacionado ao efeito giroscópico de rotação do eixo.

A energia potencial de deformação do eixo é dada por:

$$U_E = \frac{EI}{2} \int_0^L \left[\left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 \right] dy + \frac{F_O}{2} \int_0^L \left[\left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right] dy \quad (4)$$

Na Eq. (4), E é o módulo de Young, I é o momento de inércia de área ($I_x = I_z = I$), e F_O é uma força axial externa constante. O primeiro termo da equação representa a energia de deformação, o segundo termo refere-se à contribuição de energia caso haja uma força axial constante F_O aplicada ao eixo.

2.3. Mancais

Os mancais podem ser representados adicionando apenas rigidezes e amortecimentos ao modelo matemático nos pontos de suporte. As características de um mancal determinará o comportamento dinâmico do rotor. Os mancais hidrodinâmicos possuem características de rigidez e amortecimento, diretos e cruzados e a influência dos parâmetros dos mancais no comportamento do rotor é considerada a partir do trabalho virtual das forças atuando no eixo, dado por:

$$\delta W = -k_{xx}u\delta u - k_{xz}w\delta u - k_{zz}w\delta w - k_{zx}u\delta w - c_{xx}\dot{u}\delta u - c_{xz}\dot{w}\delta u - c_{zz}\dot{w}\delta w - c_{zx}\dot{u}\delta w \quad (5)$$

Considerando as componentes de força generalizadas, tem-se:

$$\delta W = F_u\delta u + F_w\delta w \quad (6)$$

Na Eq. (6) as componentes F_u e F_w são as componentes podem ser colocadas na forma matricial:

$$\begin{bmatrix} F_u \\ F_w \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xz} \\ k_{zx} & k_{zz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ w \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xz} \\ c_{zx} & c_{zz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{u} \\ \dot{w} \end{bmatrix} \quad (7)$$

Do ponto de vista da lubrificação, mancais hidrodinâmicos operam através da formação de uma fina camada de óleo que separa completamente o eixo da superfície do mancal quando em operação. O óleo fica depositado na parte inferior quando o eixo está parado. À medida que vai começando a girar, o eixo carrega consigo a camada de óleo, até que com o aumento da rotação, o óleo esteja presente em toda a circunferência do mancal, fenômeno representado pela Fig. 2.

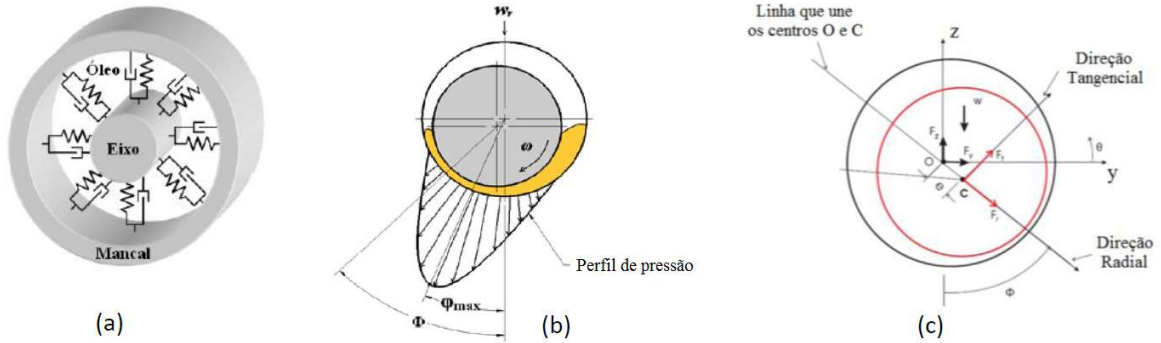


Figura 2. (a) Modelagem matemática mancal hidrodinâmico (Machado, 2014); (b) Perfil de pressão na lubrificação hidrodinâmica (Pasternak, 2018); (c) Sistema de referência e forças no mancal (Machado, 2014).

Segundo Machado (2014), a base da teoria da lubrificação hidrodinâmica é a Equação de Reynolds, cuja solução fornece a distribuição de pressão no fluido lubrificante, Fig. 2 (b). Este campo de pressão é a informação necessária para a resolução da maioria dos problemas na análise de mancais hidrodinâmicos, sendo que as forças hidrodinâmicas de sustentação são obtidas a partir da integração desse campo de pressão. Sommerfeld (1904), destaca as soluções clássicas de mancais hidrodinâmicos são apresentados para mancais longo. Já em Ocvirk (1952), é utilizado para o caso de mancais curtos. Contudo, resolver a Equação de Reynolds numericamente tem sido a proposta em literaturas mais modernas. Nessa linha, Machado (2014), através do método de volumes finitos expande as forças não lineares no mancal, como mostrado na Fig. 2 (c), em série de Taylor, utilizando apenas os termos de primeira ordem. Sendo assim, são obtidas as expressões para as rigidezes e amortecimentos no mancal hidrodinâmico, dadas pelas Eqs. (8) e (9).

$$k_{yy} = \frac{\Delta F_y}{\Delta \hat{y}} \approx \frac{F_{y+\Delta \hat{y}} - F_{y-\Delta \hat{y}}}{2\Delta \hat{y}} \quad k_{yz} = \frac{\Delta F_y}{\Delta \hat{z}} \approx \frac{F_{y+\Delta \hat{y}} - F_{y-\Delta \hat{y}}}{2\Delta \hat{z}} \quad (8)$$

$$k_{zy} = \frac{\Delta F_z}{\Delta \hat{y}} \approx \frac{F_{z+\Delta \hat{z}} - F_{z-\Delta \hat{z}}}{2\Delta \hat{y}} \quad k_{zz} = \frac{\Delta F_z}{\Delta \hat{z}} \approx \frac{F_{z+\Delta \hat{z}} - F_{z-\Delta \hat{z}}}{2\Delta \hat{z}}$$

$$c_{yy} = \frac{\Delta F_y}{\Delta \dot{\hat{y}}} \approx \frac{F_{y+\Delta \dot{\hat{y}}} - F_{y-\Delta \dot{\hat{y}}}}{2\Delta \dot{\hat{y}}} \quad c_{yz} = \frac{\Delta F_y}{\Delta \dot{\hat{z}}} \approx \frac{F_{y+\Delta \dot{\hat{y}}} - F_{y-\Delta \dot{\hat{y}}}}{2\Delta \dot{\hat{z}}} \quad (9)$$

$$c_{zy} = \frac{\Delta F_z}{\Delta \dot{\hat{y}}} \approx \frac{F_{z+\Delta \dot{\hat{z}}} - F_{z-\Delta \dot{\hat{z}}}}{2\Delta \dot{\hat{y}}} \quad c_{zz} = \frac{\Delta F_z}{\Delta \dot{\hat{z}}} \approx \frac{F_{z+\Delta \dot{\hat{z}}} - F_{z-\Delta \dot{\hat{z}}}}{2\Delta \dot{\hat{z}}}$$

2.4. Forças de desbalanceamento

O desbalanceamento é definido por uma massa m_u situada a uma distância d (excentricidade) do centro geométrico do eixo. A energia cinética correspondente, T_u , é dada por:

$$T_u \cong m_u \Omega d (\dot{u} \cos(\Omega t) - \dot{w} \sin(\Omega t)) \quad (10)$$

A aplicação das equações de Lagrange na Eq. (10) resultará no vetor de forças de desbalanceamento.

A partir das equações de movimento do rotor determinadas, um método de redução modal é utilizado para diminuir o número de graus de liberdade. Pode-se então determinar as frequências naturais, zonas de instabilidade e resposta em frequência, Silva (2004), Lalanne e Ferraris (1990). Através da resolução das equações de equilíbrio por Elementos Finitos tem-se uma aproximação da resposta real de sistemas dinâmicos. (Bathe, 2014).

2.5. Modelo do rotor

Serão estudados dois modelos de rotores, sendo o primeiro deles proposto em Lalanne e Ferraris (1990), que consiste de um modelo mais simples e com mancais isotrópicos, com a finalidade de estudo do método de cálculo. O segundo, proposto por Machado (2014), consiste de um modelo com apoios para os mancais, sendo eles mancais hidrodinâmicos, com características anisotrópicas, com a finalidade de mostrar um modelo real para comparação com o modelo #1 estudado.

O modelo #1 possui 12 graus de liberdade (4 gdl por nó). É composto por eixo, disco não centralizado e dois mancais isotrópicos nas extremidades, ilustrado pela Fig. 3, portanto 3 nós. O modelo #2 também com 12 graus de liberdade (4 gdl por nó), composto por eixo, disco centralizado e dois mancais hidrodinâmicos, com características anisotrópicas,

totalizando também 3 nós. Os apoios dos mancais serão considerados como elementos de massa, nas extremidades, ilustrado pela Fig. 4.

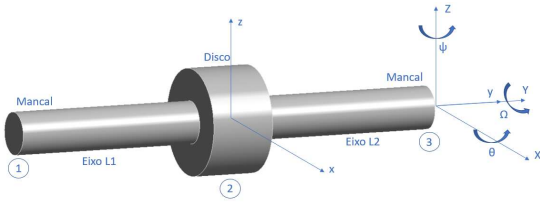


Figura 3. Modelo 1 proposto por Lalanne e Ferraris (1990)

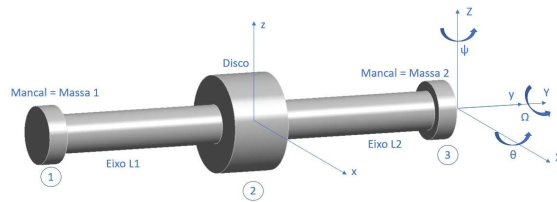


Figura 4. Modelo 2 proposto por Machado (2014)

O movimento do rotor pode ser descrito pela seguinte equação diferencial:

$$\mathbf{M}\ddot{\delta}(t) + \mathbf{G}\dot{\delta}(t) + \mathbf{K}\delta(t) = \mathbf{F}_d(t) \quad (11)$$

Onde:

\mathbf{M} – Matriz global de massa do sistema, oriunda de: $\mathbf{M} = \mathbf{M}_D + \mathbf{M}_E + \mathbf{M}_{SE}$.

Onde: \mathbf{M}_D é matriz de massa do disco, \mathbf{M}_E é a matriz de massa do eixo e \mathbf{M}_{SE} é a matriz de inércia do eixo.

\mathbf{G} – Matriz global de amortecimento e efeito giroscópico, oriunda de: $\mathbf{G} = \mathbf{G}_D + \mathbf{C}_M$.

Onde: \mathbf{G}_D é a matriz do efeito giroscópico do disco e \mathbf{C}_M é a matriz do amortecimento do mancal.

\mathbf{K} – Matriz global de rigidez, oriunda de: $\mathbf{K} = \mathbf{K}_E + \mathbf{K}_M$.

Onde: \mathbf{K}_E é a matriz de rigidez do eixo e \mathbf{K}_M a matriz de rigidez do mancal.

$\mathbf{F}_d(t)$ – Vetor de forças de desbalanceamento.

Os vetor global de deslocamento nodal é dado por:

$$\delta(t) = [u_1, w_1, \theta_1, \psi_1, u_2, w_2, \theta_2, \psi_2, u_3, w_3, \theta_3, \psi_3]^T \quad (12)$$

3. RESULTADOS

O modelo#1 apresenta rigidez e amortecimento constantes. O modelo #2, dotado de mancais hidrodinâmicos, apresenta rigidez e amortecimento variáveis de acordo com a rotação, cujos valores dos parâmetros foram extraídos de (Machado, 2014). Os parâmetros para cada modelo são apresentados na Tab. 1. Para cada um dos modelos, foram traçados gráficos de respostas ao desbalanceço. No modelo#2, observou-se também a resposta do nó do mancal. Além disso, foram apresentadas as 2 frequências que o sistema está sujeito, sendo a primeira delas devido ao movimento como corpo rígido, e a segunda, devido à flexão que o rotor está sujeito à medida que rotaciona. Portanto, os resultados obtidos foram comparados a dados da literatura, comprovando a efetividade e semelhança da análise proposta. A modelagem foi feita através do software MATLAB® e deu-se por meio das equações e matrizes apresentados anteriormente neste trabalho.

Tabela 1. Parâmetros do modelo#1 e modelo#2

| Descrição | Parâmetros do disco e eixo | | | Parâmetros do mancal | | | |
|---|----------------------------|-----------------|-----------------|----------------------|------------------|-----------------|---------|
| | Valor Modelo #1 | Valor Modelo #2 | Unidade | Parâmetro | Valor Modelo# 1 | Valor Modelo #2 | Unidade |
| Raio interno disco - R_1 | 0,01 | 0,01 | m | k_{xx} | 10^7 | 1,02. 106 | N/m |
| Raio externo disco - R_2 | 0,15 | 0,0475 | m | k_{xz} | 0 | 3,0. 106 | N/m |
| Espessura disco - h | 0,03 | 0,05 | m | k_{zz} | 10^7 | 5,94.105 | N/m |
| Massa do disco M_D | 16,47 | 2,34 | kg | k_{zx} | 0 | -3.3. 106 | N/m |
| Momento Inércia de massa disco – I_D | $9,427.10^{-2}$ | $5,88.10^{-3}$ | Kg.m^2 | c_{xx} | 10^3 ou 10^5 | 2,0. 104 | N/m/s |
| Comprimento do eixo - L | 0,4 | 0,36 | m | c_{xz} | 0 | -3,6. 103 | N/m/s |
| Diâmetro do eixo - d_e | 0,02 | 0,02 | m | c_{zz} | 10^3 ou 10^5 | 2,1. 104 | N/m/s |
| Momento de Inércia de área eixo - I_e | $1,57.10^{-8}$ | $7,854.10^{-9}$ | m^4 | c_{zx} | 0 | -2,3. 103 | N/m/s |

3.1. Modelo 1

Tanto o eixo quanto o disco são considerados com características mecânicas do aço e os elementos de eixo $L_1=L/3$ e o elemento $L_2=2L/3$. A análise será feita considerando dois valores para os amortecimentos, 10^3 N/m/s e 10^5 N/m/s. Para a análise em questão, foram obtidos os seguintes gráficos de resposta ao desbalanceamento, mostrados na Fig. 5. A Fig. 6 apresenta as respostas extraídas de Lalanne e Ferraris (1990).

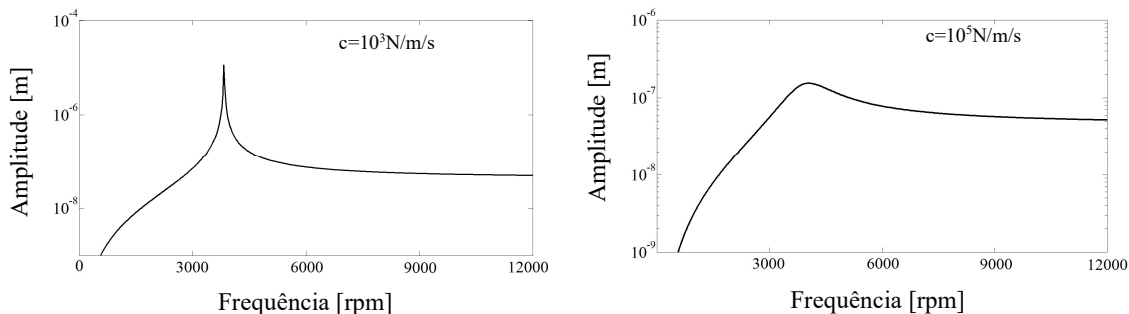


Figura 5. Resposta ao desbalanceamento – modelo#1 proposto

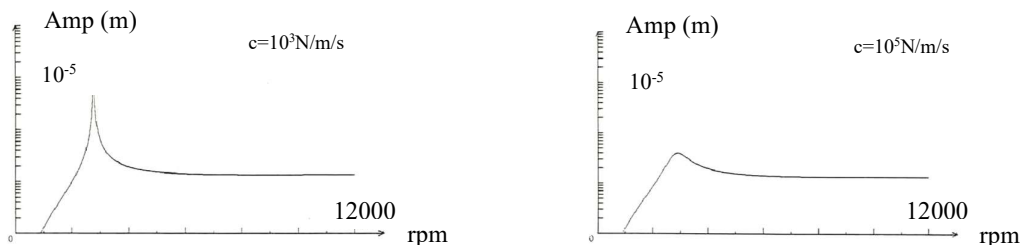


Figura 6. Resposta ao desbalanceamento (Lalanne e Ferraris, 1990)

Comparando as Figs. 5 e 6 é possível notar que o modelo # 1, proposto reproduz as respostas disponíveis em Lalanne e Ferraris (1990). É interessante notar que com o aumento de amortecimento diminui a amplitude de vibração. Utilizando o mesmo modelo foi traçada a função de resposta em frequência (FRF). Diferente da resposta ao desbalanceamento a FRF se obtém através da excitação por uma força unitária externa. Por essa característica é possível excitar as frequências em *forward* e *backward whirl*, que não é possível obter na resposta ao desbalanceamento. A Fig. 7, apresenta a função de resposta em frequência (FRF) com a primeira frequência de corpo rígido e a segunda frequência de flexão. Os dois picos de frequência presentes na segunda frequência de flexão são característicos de rotores em rotação devido ao efeito giroscópico. O efeito giroscópico acontece em rotores com características mecânicas assimétricas (disco descentralizado) ou com mancais anisotrópicos (rigidezes ou amortecimentos diferentes em duas direções).

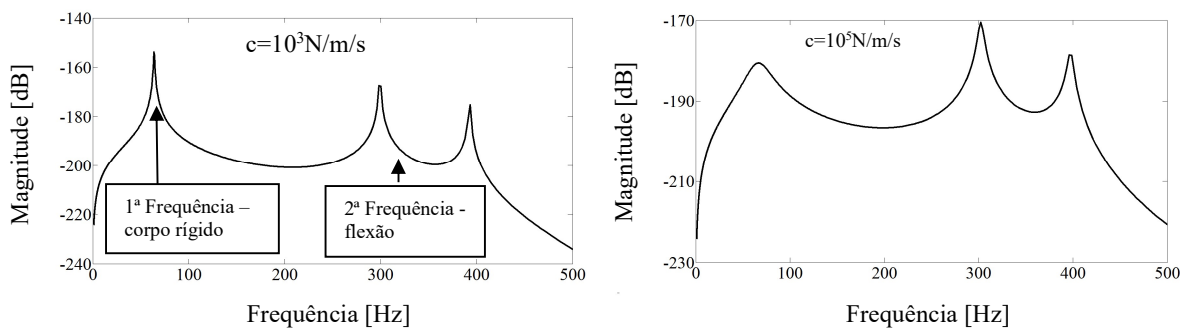


Figura 7. FRF com a 1ª e 2ª frequência do modelo 1 - rotação de 300 rpm.

Foram traçados os diagramas de Campbell, apresentados pela Fig. 8, que mostra a primeira frequência de corpo rígido e a segunda frequência de flexão. Através do diagrama nota-se que a frequência de corpo rígido não abre em dois ramos diferente a frequência de flexão.

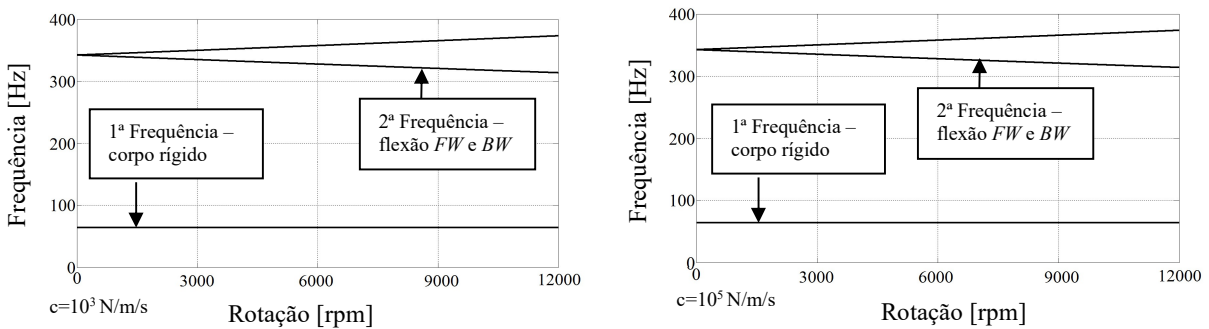


Figura 8. Diagramas de Campbell

3.2. Modelo 2

Nesse modelo, tanto o eixo quanto o disco são considerados com características mecânicas do aço e os elementos de eixo $L_1=L/2$ e o elemento $L_2=L/2$. Os parâmetros do mancal, do eixo e do disco são apresentados na Tab. 1 e foram identificados experimentalmente por Machado (2014). Embora o modelo apresente característica mecânicas simétricas (disco centrado) os mancais são totalmente anisotrópicos e apresentam rigidezes e amortecimentos cruzados, característica dos mancais hidrodinâmicos. Assim como o modelo apresentado em Lalanne e Ferraris (1990), o modelo apresentado em Machado (2014) apresenta uma primeira frequência de corpo rígido e segunda frequência de flexão. Na Fig. 9 é apresentada a função de resposta em frequência do modelo#2 e na Fig. 10 a resposta ao desbalanceamento causado por um massa de desbalanceamento de 1,5 gramas.

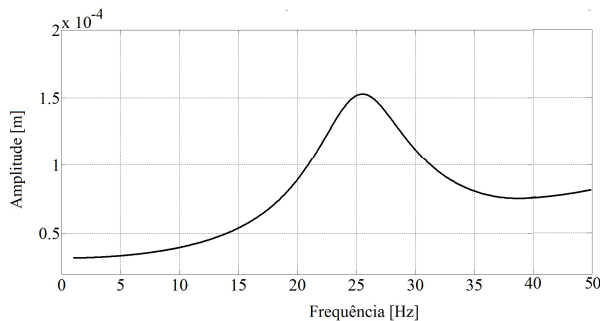


Figura 9. FRF – modelo# 2

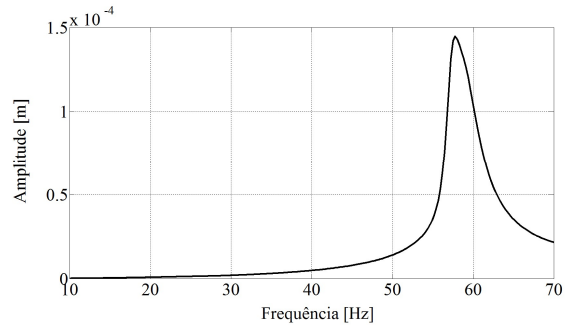


Figura 10. Resposta ao desbalanceamento - modelo#2

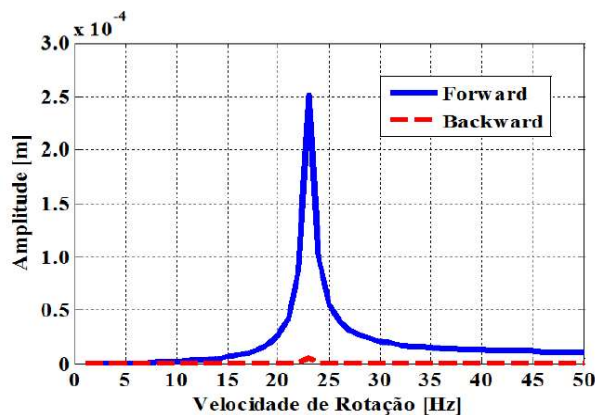


Figura 11: Resposta direcional do sistema rotativo (Machado, 2014)

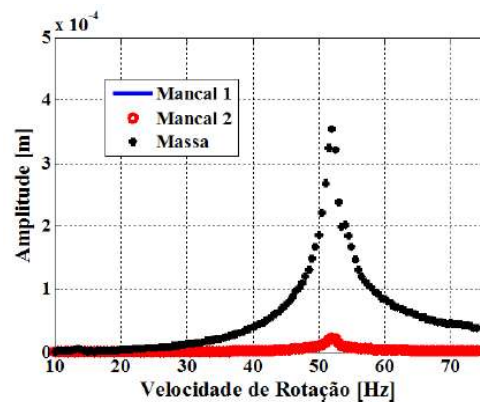


Figura 12: Resp. ao desbalance devido à massa de 1,5 gramas (Machado, 2014)

Nota-se que as curvas mostraram-se coerentes quando comparadas às FRF's apresentadas pela Fig. 11 e pela Fig. 12 traçada experimentalmente. O mesmo acontece quando se comparam as respostas ao desbalanceamento da Fig. 10 com o valor experimental apresentado pela Fig. 12, nota-se que embora seja uma frequência de flexão com o rotor na rotação no valor de 50Hz a curva não apresenta os dois ramos devido ao efeito giroscópico pois a força de desbalanceamento só excita a frequência correspondente ao *forward whirl*. Esta comparação mostra a capacidade do modelo desenvolvido representar um caso real.

4. CONCLUSÕES

No presente trabalho, foram apresentados e analisados dois modelos de rotores. O primeiro modelo sustentado por mancais com parâmetros independentes da rotação e o segundo, um modelo sustentado por mancais hidrodinâmicos que depende da rotação para sua sustentação. Os dados obtidos foram comparados aos resultados de modelos semelhantes disponíveis na literatura. De tal forma, os resultados alcançados foram bastante satisfatórios, uma vez que seguiram o mesmo padrão apresentado pelos dados da literatura. Um dos pontos de atenção em sistemas dinâmicos com mancais hidrodinâmicos, é que para cada rotação existem diferentes valores de rigidez e amortecimento, influenciando diretamente no diagrama de Campbell, o qual necessitará de todos valores de amortecimento e rigidez para cada frequência de rotação. Outra característica importante foi a constatação que frequências relacionadas aos modos de corpo rígido não são afetadas pelo efeito giroscópico e que a resposta ao desbalanceamento não excita a frequências em *backward whirl*. Outro item importante, é o efeito da instabilidade devido aos mancais hidrodinâmicos. Por conta disso, torna-se importante a análise anterior à implementação de um projeto composto por este tipo de mancal, para que parâmetros sejam fornecidos e considerados para eventuais alterações na concepção. A área de análise dinâmica de rotores tem muitos temas que podem ainda ser explorados em trabalhos futuros, algumas sugestões são: estudo da instabilidade em mancais hidrodinâmicos; análise do desgaste; e análise de falhas em sistemas sustentados por mancais hidrodinâmicos.

5. REFERÊNCIAS

- BATHE, K. J., Finite Element Procedures. 2ª edição. Watertown: K. J. Bathe 2014, 1043p
- CASTILHO, A. Uma Visão Global da Rotordinâmica de Turbomáquinas: Ênfase no Método de Elementos Finitos e na Propriedade dos Autovetores Giroscópios Desacoplarem as Equações de Movimento, Tese (Doutorado), Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2007.
- GIL, A. C. et al. Como Elaborar Projetos de Pesquisa. São Paulo: Atlas, 2002.
- LALANNE, M; FERRARIS, G. Rotordynamics Prediction in Engineering. 2nd ed. Chichester: John Wiley and Sons, 1990. 197 p.
- MACHADO, T. H. et al. Identificação do desgaste em mancais hidrodinâmicos através do efeito de anisotropia. Tese (Doutorado), Universidade de Campinas, 2014.
- MADEIRA, I. M., Modelagem em Elementos Finitos de Máquinas Rotativas com Efeitos Não Lineares, Dissertação (Mestrado), COPPE, Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2003.
- MANOCORDA, L. G., CAPRIZ, G., Torque Produced by Misalignment in Short Lubricated Bearings, Journal of Fluids Engineering, Vol. 87(4), 1965, p. 847-849.
- NELSON, F. C., A Brief History of Early Rotor Dynamics. Sound and Vibration, vol. 37 n.6, 2003, p. 8-11
- NORTON, R. L., Projeto de Máquinas: Uma Abordagem Integrada. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013, 1017p.
- OCVIRK, E W., Short bearing approximation for full journal bearings, National Advisory Committee for Aeronautics. Technical Note 2808, Cornell University, 1952.
- PASTERNAK, S., Dynamic Coefficients in Hydrodynamic Bearing Analysis. C.O. Engineering – Sleeve and Sleeve Bearings, 2018.
- ROCHA, R. O., Modelagem e Simulação Computacional em Dinâmica de Rotores via Método dos Elementos Finitos, Dissertação (Mestrado), Universidade Federal do Rio de Janeiro, 1992.
- SILVA, E. L., Dinâmica de Rotores: Modelo Matemático de Mancais Hidrodinâmicos, Dissertação (Mestrado), Universidade Federal do Paraná, 2004.
- SOMMERFELD, A., Zur Hydrodynamischen Theorie der Schmiermittelreibung. Zs. Math. And Phys., Vol. 50, n.1, pp. 97-155, 1904.
- UJIHARA, D. Y. Obtenção De Um Modelo De Rotor Flexível Sustentado Por Mancais Magnéticos Ativos Através Do Método Dos Elementos Finitos. Niterói, RJ, 2011. 134 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal Fluminense, 2011.
- VANCE, J; ZEIDAN, F; MURPHY, B., Machinery Vibration and Rotordynamics. New Jersey: John Wiley and Sons, 2010. 402.p.

6. RESPONSABILIDADE PELAS INFORMAÇÕES

Os autores são os únicos responsáveis pelas informações incluídas neste trabalho.