1
Introdução

Este trabalho mostra a implementação de uma solução tecnológica de baixo custo para problemas de vibração excessiva em máquinas rotativas devidos ao desbalanceamento do rotor e ao empenamento do eixo: *os apoios elásticos*.

O estudo parte do problema de um rotor com uma condição tal que não permitia a passagem pela freqüência crítica de translação, para as condições de desbalanceamento e empenamento existentes. Através da inclusão de apoios flexíveis nos rolamentos pode-se atenuar este problema. A propriedade destes dispositivos, de suprimir ou atenuar as vibrações é incrementada com o aumento da elasticidade e o amortecimento dos mesmos, produzindo também uma diminuição das velocidades críticas e freqüências naturais do sistema.

Alguns trabalhos foram desenvolvidos nesta área, entre os mais importantes sendo a pesquisas de Bormann e Gasch [6], que tratam de aplicações em um rotor do tipo Laval, Vance [33], que projetou uma bancada para simular compressores, Darlow e Zorzi [9] e Smalley et al. [29], que pesquisaram as propriedades destes dispositivos. Outros trabalhos que se relacionam com "controladores passivos" são os de Trindade [32], que estuda vigas sanduíche com camadas de material viscoelástico, e Bavastri [3], que aborda o estudo de neutralizadores viscoelásticos.

O presente trabalho envolve a modelagem e a validação experimental de um rotor horizontal com apoios elásticos, incluindo efeito giroscópico (rotor descentrado respeito do vão), desbalanceamento e empenamento.

O emprego do Controle de Vibrações cresceu muito, desenvolvendo-se numerosas técnicas para permitir a utilização de máquinas com alta velocidade de operação. As técnicas para controlar as vibrações, podem ser classificadas como: controle passivo (Tratamentos por amortecimento, isolamento de vibrações, neutralizadores dinâmicos, alteração da geometria da estrutura), controle ativoadaptativo e controle ativo-passivo. Este estudo inclui-se dentro do campo dos controladores passivos.

1.1. Objetivos

- Estudar a potencialidade dos apoios elásticos de atenuar as vibrações nos sistemas rotativos, envolvendo a determinação das características dinâmicas do sistema quando incluídos os apoios, assim como o movimento dos elementos rotativos.
- Validar a modelagem numérica com ensaios experimentais.
- Verificar os efeitos da flexibilidade e amortecimento dos apoios elásticos sobre a propriedade de atenuação de vibrações.

1.2. Considerações na Modelagem

A modelagem de rotores tem sua origem no rotor Laval (Karl de Laval "Man of the High Speeds", ou Jeffcott na literatura americana) que consiste em um disco montado no meio de um eixo flexível, com o qual pode-se observar a maioria dos fenômenos mais comuns em máquinas rotativas.

É fato corrente que a elasticidade horizontal e vertical dos mancais são diferentes (anisotropia) originando uma precessão elíptica, no sentido horário ou anti-horário e fazendo com que existam duas velocidades críticas correspondentes a cada uma das direções. A elasticidade horizontal na direção axial foi desprezada.

O amortecimento estrutural é atribuído à perda de energia devida à histerese dos materiais elásticos que experimentam tensões cíclicas. Em materiais metálicos, adicionalmente aos efeitos viscoelásticos lineares, existem outros mecanismos de dissipação de energia (não linearidades, deformação plástica, amortecimento interno de Coulomb). O método do amortecimento viscoso equivalente tem sido usado para obter uma media (Meirovitch [25]). *Na modelagem de rotores, e de estruturas em geral, o amortecimento estrutural, pode ser modelado como amortecimento viscoso, obtendo uma boa representação, isto quando o amortecimento modal é pequeno, menor do que 0,1.*

Pode-se considerar a influência da gravidade como uma força externa constante (Childs [7]). Quando o rotor gira, normalmente esta influência só modifica a referencia do movimento, porém se o rotor não for axisimétrico ele provoca uma velocidade crítica a meio valor da freqüência natural.

A influência produzida por um eixo empenado pode ser considerado como uma outra força externa proporcional à rigidez e ao empenamento (Childs [7]).

Se o eixo estiver em rotação, qualquer tentativa do disco se inclinar dá origem ao fenômeno giroscópico.

Um segundo tipo de movimento além da precessão do rotor, é o *Whirling*, que pode ser potencialmente destrutivo e é caracterizado por uma velocidade de instabilidade (ω_S: "onset speed of instability"). Em geral ela é maior que a primeira velocidade crítica, aparecendo no movimento do rotor uma componente subsíncrona que diverge exponencialmente com o tempo. A existência desta independe do estado de balanceamento do rotor (Childs [7]). Este movimento é associado ao amortecimento interno, que é uma força que pode surgir devido a efeitos de histerese do material ou da presença de elementos elásticos ou folgas na interface entre as partes de união do sistema rotor-eixo. O modelo de amortecimento de Coulomb é muito mais realista.

Em geral nos sistemas mecânicos existem três parâmetros bem diferenciados para cada grau de liberdade, a freqüência natural (ω_o), a freqüência natural amortecida (ω_a) e a freqüência crítica (ω_c), as quais somente são iguais no caso em que o amortecimento ξ é zero.

Sistemas com vários graus de liberdade são descritos por equações diferenciais ordinárias simultâneas. Se as condições inicias são dadas, a solução destas equações pode ser concebida geometricamente como uma trajetória no espaço estado. Soluções gerais para sistemas não lineares com vários graus de liberdade não são possíveis, mas em certas condições (deslocamentos constantes e velocidades nulas: pontos de equilíbrio), admitem-se soluções especiais no espaço estado. Os movimentos em uma pequena vizinhança dos pontos de equilíbrio são de interesse, já que eles são governados por equações linearizadas, ou seja, dependendo se os movimentos são pequenos, o sistema pode ser linearizado.

Muitos sistemas vibratórios lineares são invariantes no tempo (ou sistemas lineares com coeficientes constantes), o que é uma grande vantagem pois se permite o uso do principio de superposição.

Existem várias técnicas para a solução destas equações, entre elas a *Transformação Modal*, que consiste em transformar um conjunto de equações diferenciais ordinárias simultâneas (acopladas) em um outro conjunto de equações independentes (desacopladas), o que implica o uso de transformações lineares (matriz modal), obtida após solução do problema de autovalor.

Em sistemas lineares conservativos sem efeito giroscópico, a solução é simples, já que ao resolver o problema de autovalor, obtém-se autovalores reais e autovetores reais e ortogonais (o que permite o desacoplamento das equações).

Em sistemas lineares não conservativos a solução é mais complicada, no sentido de que o problema de autovalor é caracterizado por autovalores complexos e autovetores complexos biortogonais, o que já não permite o desacoplamento das equações de movimento na sua forma habitual. As equações neste tipo de sistemas mecânicos são transformadas para o espaço estado e podem ser resolvidas usando a matriz de transição ou usando uma transformação modal utilizando a propriedade de biortogonalidade.

Devido à complexidade das equações não lineares, precisa-se dos métodos numéricos para resolvê-las, entre eles, *a integração direta*. Existem muitos métodos de integração, entre os mais comuns estão o RK4 (Runge Kutta de ordem 4) e RK5 (Runge Kutta de ordem 5).

Para materiais viscoelásticos pode-se escrever a seguinte relação tensão-deformação (Snowdon [30]):

$$\left(a_o + a_1\frac{\partial}{\partial t} + a_2\frac{\partial^2}{\partial t^2} + \ldots + a_n\frac{\partial^n}{\partial t^n}\right)\sigma = \left(b_o + b_1\frac{\partial}{\partial t} + b_2\frac{\partial^2}{\partial t^2} + \ldots + b_n\frac{\partial^n}{\partial t^n}\right)\varepsilon \qquad (1.1)$$

Onde a_j, b_j são constantes do material e σ, ε são a tensão e deformação respectivamente.

Tomando a transformada de Fourier de ambos dos membros da expressão (1.1) pode-se escrever:

$$\frac{\sigma_{o(\Omega)}}{\varepsilon_{o(\Omega)}} = \frac{b_o + i\Omega b_1 + i^2\Omega^2 b_2 + \ldots + i^n\Omega^n b_n}{a_o + i\Omega a_1 + i^2\Omega^2 a_2 + \ldots + i^n\Omega^n a_n}$$

Onde $\sigma_o(\Omega), \varepsilon_o(\Omega)$ são respectivamente as transformadas de Fourier de $\sigma_o(t)$ e de $\varepsilon_o(t)$. A expressão acima obtida pode ser escrita de forma mais sintética, assim:

$$\frac{\sigma_{(\Omega)}}{\varepsilon_{(\Omega)}} = E^*_{(\Omega)} \tag{1.2}$$

Onde $i = \sqrt{-1}$, E^* é o chamado módulo complexo de Poisson do material viscoelástico e η_E é o fator de perda. Note-se que E^* é função da freqüência. Costuma-se ainda escrever:

$$E^*_{(\Omega)} = E_{(\Omega)}\left(1 + i\eta_{E(\Omega)}\right)$$

Expressões similares podem ser escritas para o módulo de cisalhamento (G) e para a rigidez da mola (k):

$$\begin{aligned} G^*_{(\Omega)} &= G_{(\Omega)}\left(1 + i\eta_{G(\Omega)}\right) \\ k^*_{(\Omega)} &= k_{(\Omega)}\left(1 + i\eta_{k(\Omega)}\right) \end{aligned} \tag{1.3}$$

Comparando a solução harmônica de um oscilador simples usando módulo complexo e usando amortecimento viscoso, pode-se deduzir facilmente o amortecimento equivalente:

$$c_{eq} = \frac{\eta.k}{\Omega} \tag{1.4}$$

A consideração de amortecimento viscoso equivalente parte da hipótese de um comportamento histerético do material viscoelástico, o que pode ser feito quando a região analisada no espectro de freqüências está fora da região de transição do material viscoelástico realmente utilizado.

1.3.
Organização do Trabalho

No Capítulo 2 será desenvolvida a formulação de um modelo analítico para o problema do rotor sem apoios flexíveis, incluindo a determinação dos parâmetros do sistema usando técnicas de identificação, análise modal e otimização não linear devido à anisotropia do sistema.

No Capítulo 3 revisa-se alguns conceitos básicos referentes às propriedades dinâmicas dos materiais viscoelásticos; menciona-se algumas técnicas para a determinação experimental do módulo complexo, descreve-se o método para determinar a rigidez e o amortecimento dos apoios elásticos a partir do módulo complexo, descreve-se a formulação do modelo ADF (*Anelastics Displacements Field*), e realiza-se um *levantamento direto* do amortecimento e rigidez dos apoios elásticos, através de testes experimentais e de algoritmos de otimização não linear.

No Capítulo 4 desenvolve-se a formulação de um modelo analítico para o problema do rotor horizontal discutido no capítulo 2, adaptado com apoios elásticos (silicone), com a mesma metodologia usada no capítulo 2, adicionando-se o tratamento do problema da inclusão de apoios elásticos no sistema.

No Capítulo 5 apresenta-se alguns aspectos teóricos da análise modal experimental, a descrição da bancada de rotação, considerações na aquisição e processamento das sinais, o ajuste mecânico do equipamento, a influência do acoplamento no sistema, e a descrição dos ensaios realizados.

No Capítulo 6 apresentam-se os resultados numéricos da modelagem assim como os experimentais, e a sua respectiva comparação (validação).

No Capítulo 7 se apresentam as conclusões e sugestões para trabalhos futuros.