

PROJETO, CONSTRUÇÃO E CARACTERIZAÇÃO DE UMA BANCADA DE DINÂMICA DE ROTAÇÃO

Oliveira , A. G. Universidade Federal de Uberlândia

Neto, F. P. Lépure. Universidade Federal de Uberlândia

Resumo. É desejável ao estudo do monitoramento, identificação e diagnóstico de desgaste e falhas de equipamentos rotativos, bem como a evolução dos seus defeitos operacionais, a existência de uma bancada experimental, sensível a tais fenômenos, capaz de reproduzir no ambiente de laboratório o comportamento das diversas classes de máquinas rotativas.

Será discutido neste trabalho detalhes das fases de projeto via elementos finitos, bem como da construção, montagem e caracterização experimental, de uma bancada genérica para estudos de quaisquer fenômenos inerentes à dinâmica de rotação. Tal bancada é constituída de um rotor flexível suportado por mancais e uma estrutura rígida. Os parâmetros de rigidez e amortecimento dos mancais são variáveis, bem como as posições dos discos ao longo do rotor. Além disso, o rotor e a estrutura rígida foram projetados de forma a apresentarem frequências naturais de vibração bem distintas.

Palavra-chave: Rotor, Projeto, Vibração.

1. INTRODUÇÃO.

Modernamente existem diferentes classes de máquinas rotativas, envolvendo tanto equipamentos de grande porte, como as unidades de geração de energia elétrica a partir de fontes hidráulicas ou térmicas, e que operam em velocidades relativamente baixas, bem como equipamentos de pequenas dimensões, como por exemplo a bombas criogênicas, ultra-centrífugas e turbo compressores, que giram em altas velocidades.

O desbalanceamento e outros fenômenos inerentes à dinâmica da rotação que provocam níveis excessivos de vibração e até instabilidade, exige o desenvolvimento de técnicas de controle destas vibrações e técnicas de monitoração de seu desempenho dinâmico, para garantir o seu funcionamento dentro de padrões de segurança.

É desejável ao estudo do monitoramento, identificação e diagnóstico de desgaste e falhas de equipamentos rotativos, bem como a evolução dos seus defeitos operacionais, a existência de uma bancada experimental, sensível a tais fenômenos, capaz de reproduzir no ambiente de laboratório o comportamento das diversas classes de máquinas rotativas.

A bancada construída é constituída de um rotor flexível suportado por mancais e uma estrutura rígida. Os parâmetros de rigidez e amortecimento dos mancais são variáveis, bem como as posições dos discos ao longo do rotor. Além disso, o rotor e a estrutura rígida foram projetados de forma a apresentarem as primeiras frequências naturais de vibração bem distintas.

2. DESCRIÇÃO DA BANCADA.

A bancada é composta de duas partes distintas: uma parte móvel, formado por elementos de eixo, disco e mancal, e uma estrutura fixa composta de duas chapas de aço espassadas por colunas. Esta bancada apresenta um conjunto de características altamente desejáveis, tais como:

- alta sensibilidade aos fenômenos inerentes à dinâmica de rotação devido à grande esbeltez apresentada pela árvore;
- simplicidade de operação, devido à facilidade de fixação de instrumentos sensores e excitadores;
- possibilidade de variação dos valores de rigidez e amortecimento dos mancais, de forma independente, nas duas direções principais, mediante uma simples substituição de lâminas e troca do óleo contido nos amortecedores;
- facilidade de variação do posicionamento dos elementos de inércia ao longo do rotor, uma vez que estes são montados através de bucha autocentrante;
- dispositivos limitadores de deslocamentos que propicia a segurança do operador bem como a integridade física do rotor e dos sensores;
- rigidez da estrutura é bastante elevada quando comparada à rigidez do rotor.

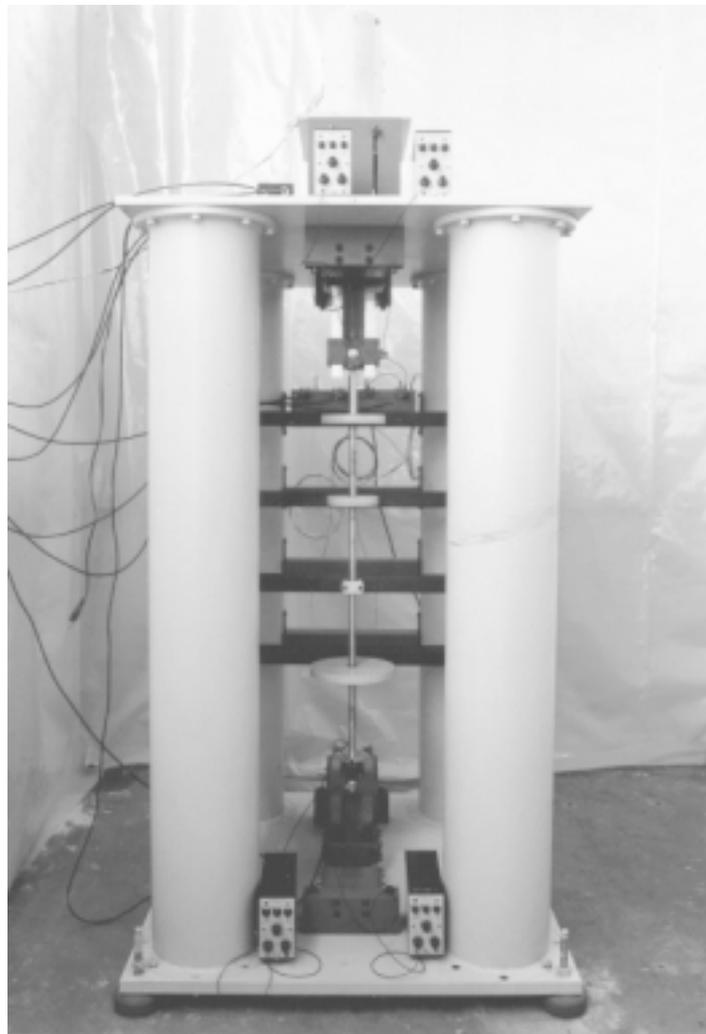


Figura 1. Vista geral da bancada de teste de rotores

O rotor é acionado por um motor de corrente alternada, trifásico, de 2 cv, alimentado por um dispositivo variador de frequência (Micro Master Siemens 6SE3121), programável, que

permite o ajuste da rotação desde zero a 120 Hz com uma resolução de 0.1 Hz.

A fig. 2a mostra o rotor, que também foi modelado numericamente. Trata-se de um eixo construído em aço ABNT 1045, 17 mm de diâmetro e 1280 mm de comprimento, dos quais 1000 mm entre mancais, retificado, polido e sobre o qual encontra-se montados 3 discos de 20 mm de espessura e de diâmetros 120 mm, 150 mm e 200 mm.

O acoplamento que liga o motor à árvore do rotor, como mostrado na fig. 2b, é construído com cabo de torção flexível, o que garante a transmissão apenas de torque. Outras características importantes desse acoplamento são a não introdução de rigidez adicional ao mancal e, devido ao seu pequeno diâmetro, o efeito giroscópico introduzido na extremidade da árvore pode ser desprezado.

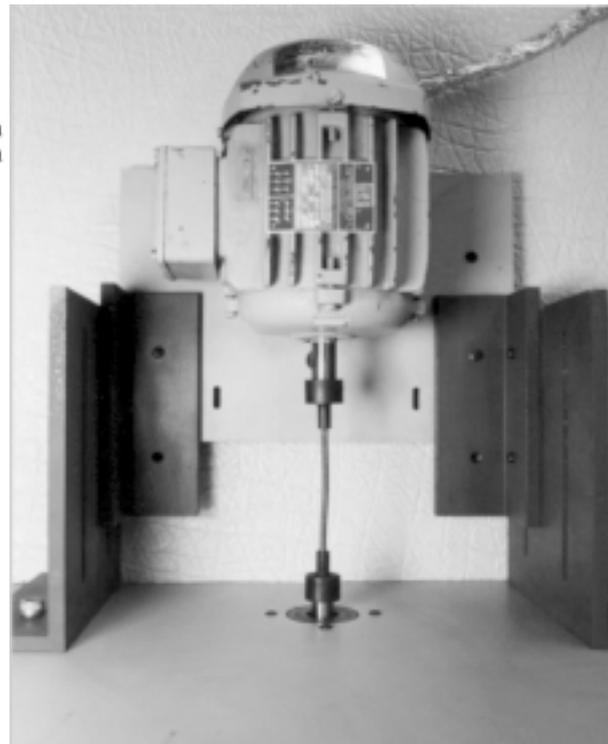
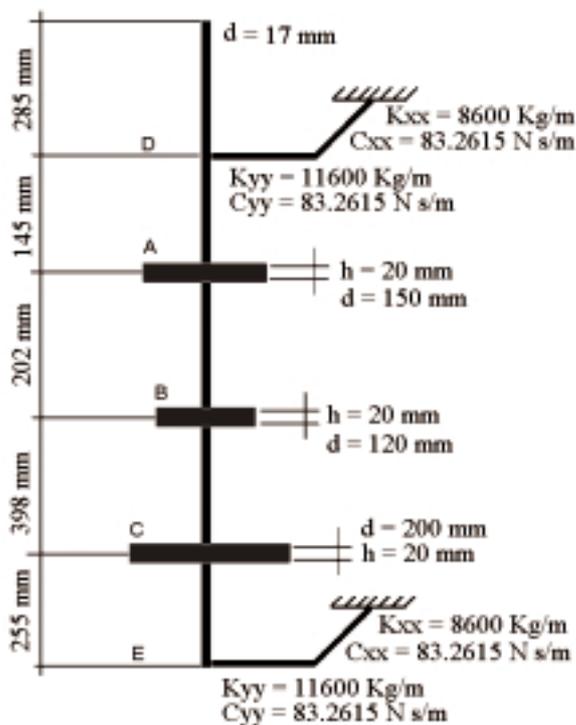


Figura 2a. Rotor: elemento móvel da bancada. Figura 2b. Sistema de acionamento

A suspensão do rotor é composta de lâminas, amortecedores e peças de ligação, como mostra a fig. 3. A peça *M1* (5.859 Kg) contém no seu interior, um rolamento autocompensador para a fixação da árvore e se move nas direções X e Y. A peça *M2* (4.123kg) move-se apenas na direção X.

3. MODELO COMPUTACIONAL

A partir da concepção inicial do projeto da bancada, foi gerado um modelo computacional via elementos finitos (ANSYS) para cada uma das partes mencionadas que foram analisadas separadamente.

É interessante que a estrutura que suporta o rotor seja rígida de modo que sua frequência natural de vibração assuma valores tão altos quanto possíveis quando comparada à faixa de frequência que se espera operar do rotor. Este procedimento propicia que os sinais medidos no rotor, não estejam substancialmente contaminados por vibrações oriundas da estrutura que o suporta.

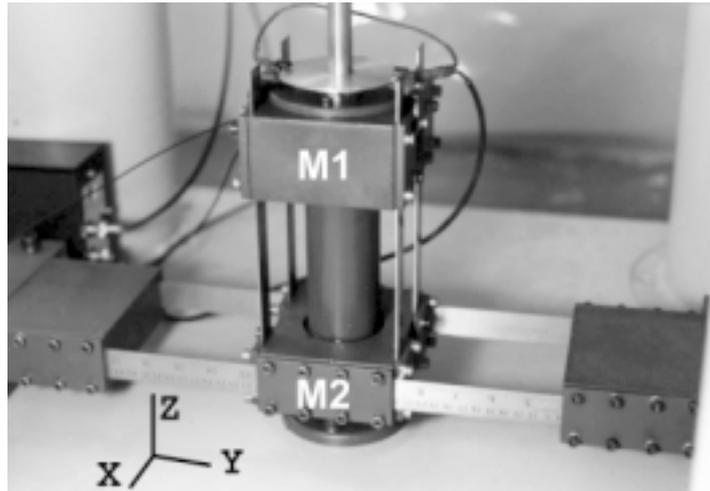


Figura 3. Suspensão superior do rotor.

A simulação numérica é uma ferramenta que auxilia o projetista na definição e alteração de características de projeto tais como espessura de chapas, forma do perfil e dimensão das colunas, materiais, etc., de modo a obter um comportamento desejado do equipamento a ser construído.

Após processo iterativo de alterações do modelo computacional, à luz dos resultados obtidos por simulação numérica, chegou-se a um projeto aceitável e realizável com base nas dimensões comerciais dos elementos envolvidos e processos de fabricação adequados às máquinas operatrizes disponíveis. No anexo I encontram-se os desenhos de todas as peças que compõem a bancada.

A bancada foi montada sob sapatas flexíveis, como mostra fig. 1. Tais sapatas são comerciais e sua aplicação principal é a sustentação de máquinas ferramentas. Tais elementos permitem o nivelamento da bancada e atuam como suspensão que filtra as vibrações mecânicas de frequências maiores que 20 Hz, propagadas através do solo. Sua seleção baseia-se no peso da máquina a ser sustentado e frequência de corte desejada..

4. CARACTERIZAÇÃO EXPERIMENTAL DO ROTOR

A caracterização da rigidez dos mancais foi feita através dos métodos analítico e experimental. Como as molas são lâminas, a formulação analítica é baseada na teoria de flexão de viga biengastada.

Foi realizado também a caracterização da rigidez através do método dinâmico, que consiste em analisar o conteúdo em frequência da resposta do mancal ω_n quando excitado por uma força impulsiva, antes e depois da adição de uma massa de tara m_{tara} conhecida. Através da variação da frequência é possível determinar a rigidez do mancal K_{mancal} , uma vez que:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K_{mancal}}{M_{mancal} + m_{tara}}} \quad (1)$$

onde M_{mancal} é a massa do mancal.

Assis (1999) obteve numericamente os valores de rigidezes, utilizando a técnica dos algoritmos genéticos. Os valores encontrados estão sumarizados na tabela 1. Os mancais inferior e superior são idênticos.

Tabela 1. Valores de rigidezes dos mancais.

	Analítico	Estático	Dinâmico	Algoritmo Genético
Kxx	8677.50 N/m	8601.00 N/m	8593.00 N/m	9806.00 N/m
Kyy	11666.00 N/m	11610.00 N/m	11598.00 N/m	11521.00 N/m

O coeficiente de amortecimento foi obtido experimentalmente com o auxílio de uma mesa de um grau de liberdade. Esta mesa foi excitada através de condição inicial de deslocamento. A fig. 4 mostra a resposta da aceleração do sistema amortecido.

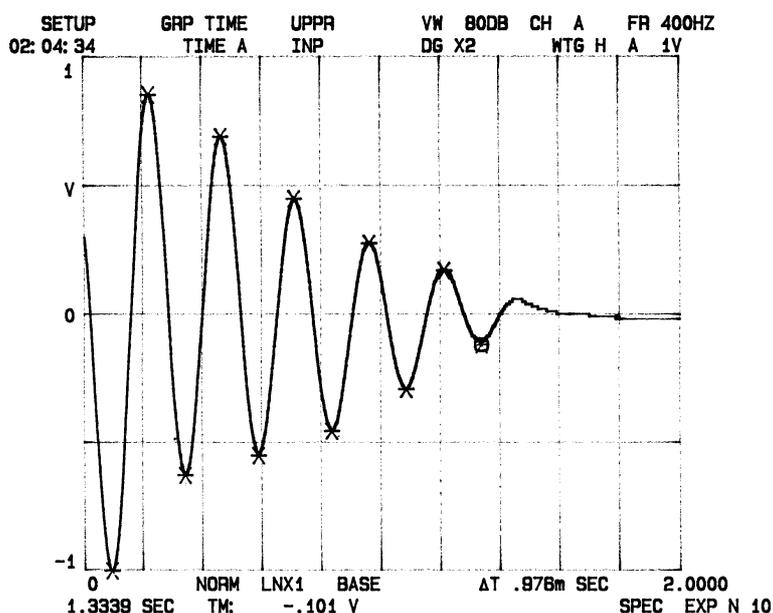


Figura 4. Resposta do sistema de 1 gdl amortecido

Conhecida a massa da mesa (23.376 Kg), o período de oscilação (0.247 segundos) e decremento logarítmico da curva de resposta, o coeficiente de amortecimento foi determinado.

Todos os amortecedores contém a mesma geometria e o mesmo tipo de óleo (Fluido Hidráulico TM 30). A disposição dos amortecedores bem como o encorder de marcação da posição angular do rotor, pode ser visto na fig. 5. A montagem das molas nos elementos de ligação *M1* e *M2*, foi executada com o auxílio de uma mesa de desempenho e de relógio comparador, garantido a centralização e o alinhamento do conjunto e conseqüentemente, o desacoplamento dos movimentos nas direções principais.

Assis (1999) calculou numericamente o coeficiente de amortecimento utilizando algoritmos genéticos, cuja discussão do método foge ao escopo desse trabalho.

Tabela 2. Valores do coeficiente de amortecimento dos mancais.

	Decremento Logarítmico	Algoritmo Genético
Cxx	83.1037 N.s/m	81.8498 N.s/m
Cyy		88.4477 N.s/m

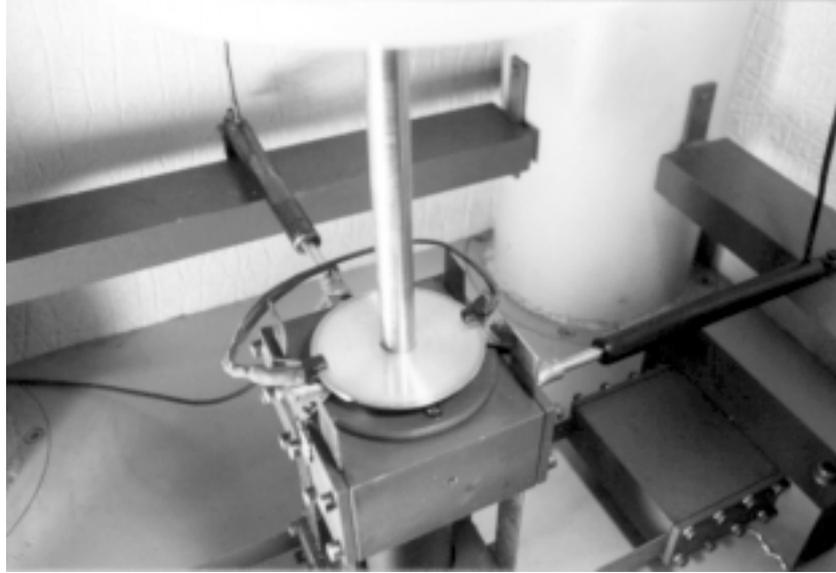


Figura 5. Vista da configuração da suspensão inferior do rotor.

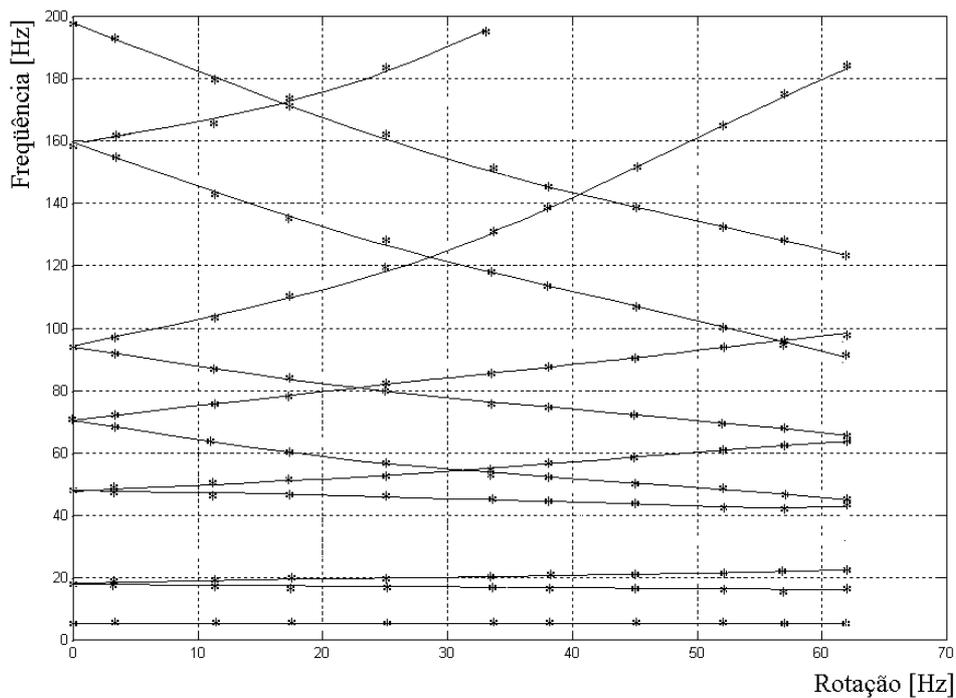


Figura 6. Diagrama de Campbell do rotor.

O diagrama de Campbell característico do rotor, mostrado na fig. 6, foi mapeado excitando alternadamente os discos A e B através de uma força impulsiva, que permite excitar ambas as precessões, direta e inversa. Na posição dos discos e mancais foram posicionados sensores de proximidade. O sinal de resposta em frequência desses sensores foram calculados para um número de médias não inferior a 30. Este procedimento foi executado para o rotor girando desde zero a 63 Hz.

A tabela 3 mostra a comparação entre as frequências naturais calculadas numericamente e as obtidas de forma experimental.

Tabela 3. Freqüências naturais do rotor e da estrutura.

Freqüências do rotor [Hz]	
Experimental	ANSYS
5.25	5.21
19.37	19.06
46.37	48.11
73.25	64.88
158.50	171.76
197.50	217.45

A fig. 8 mostra os quatro primeiros modos de vibrar do rotor no plano YZ, obtidos numericamente.

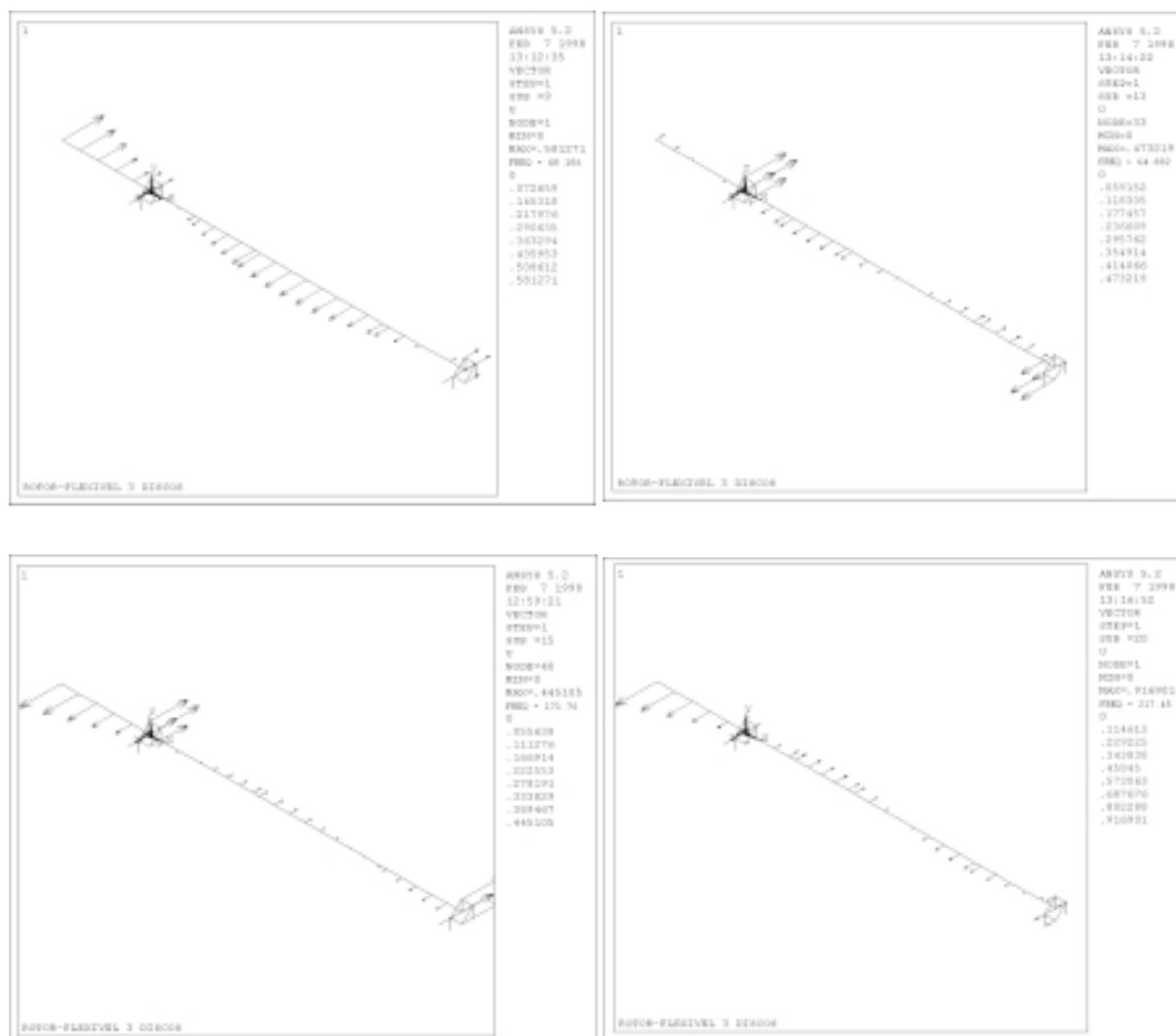


Figura 8. De cima para baixo, da esquerda para direita tem-se: 1º, 2º, 3º e 4º modo de flexão do rotor.

5. CARACTERIZAÇÃO EXPERIMENTAL DA ESTRUTURA FIXA

Após a construção e montagem da estrutura, com o auxílio de um analisador espectral, um martelo equipado com célula de carga e um acelerômetro, foram obtidos os gráficos das funções de transferência e coerência entre os pontos A_1A_2 , B_1B_2 e C_1C_2 , como mostra a fig. 7. O índice 1 refere-se ao ponto da aplicação da força impulsiva e o índice 2 é o ponto de medição do acelerômetro. Esses gráficos permitem a identificação das frequências de corpo rígido, de torção e de flexão nas direções y e x.

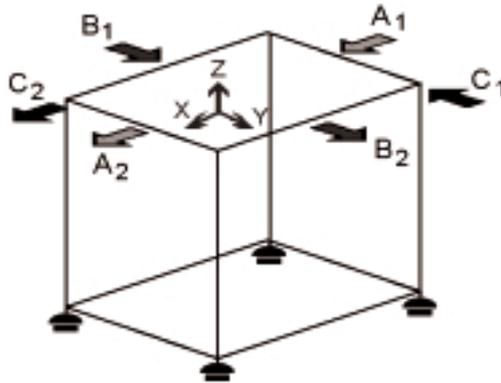


Figura 7. Ensaio das frequências naturais da estrutura

A tabela 4 mostra a comparação entre as frequências naturais calculadas numericamente e as obtidas de forma experimental para o rotor e estrutura.

Tabela 4. Frequências naturais da estrutura.

Frequências da Estrutura [Hz]	
Computacional [ANSYS]	Experimental
52.44	55.00
62.25	69.50
123.16	104.75
174.59	186.25
333.75	311.25
343.94	452.50

A fig. 9 mostra as formas dos quatro primeiros modos de flexão da estrutura obtidos numericamente.

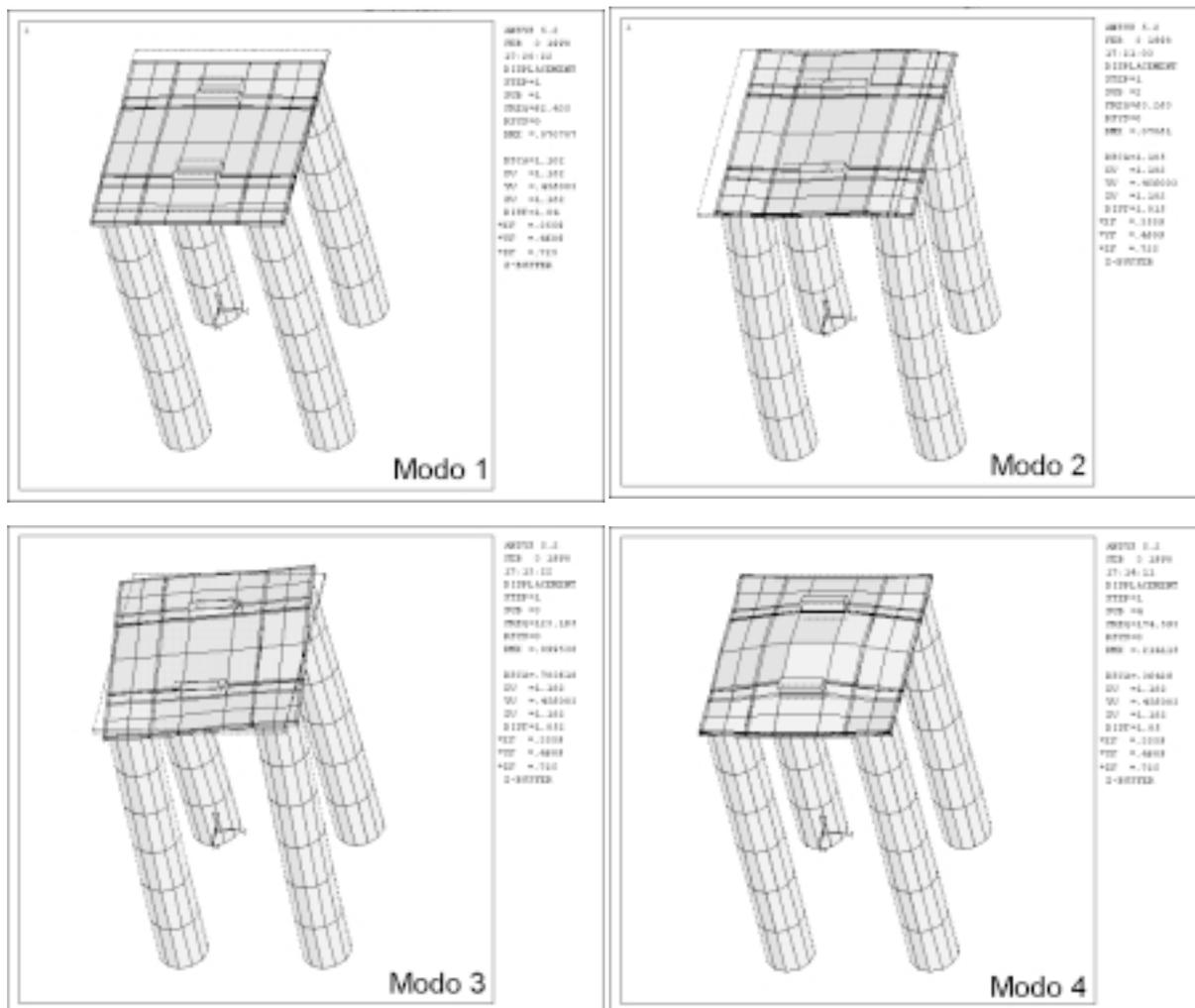


Figura 9. Primeiros modos de flexão da estrutura.

Para a estrutura fixa a tabela 4 mostra uma comparação entre as frequências naturais de vibração calculadas pelo ANSYS e experimentalmente. Pode-se observar satisfatória concordância entre os resultados.

Tabela 4. Frequências naturais da estrutura.

Frequências da	Estrutura [Hz]
Computacional [ANSYS]	Experimental
----	11.50
52.44	55.00
62.25	69.50
123.16	104.75
174.59	186.25
333.75	311.25
343.94	452.50

6. CONCLUSÕES

Com relação às dificuldades enfrentadas pode-se enumerar: 1 - A obtenção de precisão durante a fabricação das peças; 2 - Os ajustes de montagens das peças para obter um perfeito desacoplamento dos movimentos do rotor nas direções principais e 3 - A não transmissão das vibrações advindas do motor para o rotor, o que foi resolvido com a construção de um acoplamento usando cabo flexível, como mostrado na figura 2b. O uso do modelo de elementos finitos, associada à experiência do projetista, possibilitou o desenvolvimento do equipamento com base na sua resposta.

O comportamento experimental da bancada desenvolvida mostrou boa concordância com o modelo numérico.

7. BIBLIOGRAFIA

“ANSYS User Guide“, Revision 5.0, December 1992.

Assis, E. G. e Steffen, V. ,”Parameter Identification in Rotor Bering Systems”, IMAC - 17h International Modal Analysis Conference. Society for Experimental Mechanics. 1999.

Oliveira, A. G., "Técnicas de Caracterização de Excitações em Máquinas Rotativas". Tese de doutorado apresentada à Universidade Federal de Uberlândia. Junho de 1999.

DESIGN, CONSTRUCTION AND CHARACTERIZATION OF A ROTATION DYNAMICS EXCITATION DEVICE

SUMMARY: In the study, monitoring, identification and diagnosis of flaws in rotative equipments, as well as in the evolution of its operational defects, the existence of a device of experimental test, sensitive to such phenomenons and capable to reproduce in the laboratory atmosphere the behavior of the several classes of rotative machines, is desirable.

In this work will be discussed details of the project phases through finite elements, as well as of the building, assembly and experimental characterization, of a generic rotor device for studies of any inherent phenomenons to the rotor dynamics. The rotor device is constituted of a flexible rotor supported for a rigid structure. The spring and damping parameters, as well as the disks positions along the rotor are easily adjustable. The rotor and the rigid structure were projected for they have natural frequencies of different vibration.

key word: Rotor, Project, Vibration.