

CONEM 2016
CONGRESSO NACIONAL DE
ENGENHARIA MECÂNICA

21-25
AGOSTO DE 2016
FORTALEZA - CEARÁ

VALIDAÇÃO DE UMA BANCADA EXPERIMENTAL COM ÊNFASE EM FENÔMENOS DE DINÂMICA DE ROTORES

Paulo Roberto Farias Junior, paulofarias@id.uff.br^{1,2}
Marcelo dos Reis Farias, marcelo-soul@hotmail.com¹
Renato de Oliveira Rocha, rr.uerj@gmail.com¹
Francisco José da Cunha Pires Soeiro, soeiro@uerj.br¹

¹Universidade do Estado do Rio de Janeiro, Rua Fonseca Teles 121 – Anexo - São Cristóvão. CEP: 20940-200,

²CEFET/RJ – Campus Nova Iguaçu, Estrada de Adrianópolis - 1.317 - Santa Rita – Nova Iguaçu/RJ. CEP: 26041-271,

Resumo: O comportamento dinâmico de sistemas mecânicos rotativos do tipo eixo-disco-mancal é objeto de pesquisa na engenharia mecânica desde o início do século XX. A abordagem feita neste trabalho faz uso de análises por elementos finitos. A bancada é constituída por um rotor horizontal acionado por um motor elétrico e um inversor de frequência, que tem por objetivo simular máquinas rotativas proporcionando um ambiente de estudos em fenômenos de dinâmica de rotores que podem ocorrer em máquinas reais. A primeira parte da avaliação tem por objetivo identificar as seis principais frequências e modos naturais de vibração de corpo rígido do conjunto de partes não rotativas da máquina. A segunda parte da avaliação é concentrada no rotor, modelado através de um software desenvolvido para análise de rotores, onde é possível verificar as frequências críticas, analisar as formas dos modos de acordo com as rotações e gerar o diagrama de Campbell para análise de outras características resultantes do efeito giroscópio. Os resultados das simulações foram comparados com os resultados do processamento de dados coletados em medições realizadas na própria bancada, onde foi possível identificar os principais fenômenos que a bancada apresenta.

Palavras-chave: Dinâmica de Rotores, Análise de Vibrações em Máquinas Rotativas, Fenômenos de Dinâmica de Rotores, Modos Reversos, Espectro Completo.

1. INTRODUÇÃO

Com o objetivo de conhecer o comportamento dinâmico e explorar possíveis fenômenos de dinâmica de rotores da bancada experimental de máquinas rotativas do laboratório de vibrações da Universidade do Estado do Rio de Janeiro, este trabalho visa validar a bancada e apresentar os resultados obtidos.

A observação de fenômenos que envolvem dinâmica de rotores já possui registro na história desde o último século antes de Cristo onde Diodoros Siceliotos descreve o bamboleio de um eixo girante devido a folga nos mancais (Michalski, 2004).

A bancada possui um rotor horizontal construído com um eixo esbelto, um disco e dois mancais. O rotor é acionado por um motor elétrico ligado a um inversor de frequência, que permite alterar sua rotação manualmente de acordo com a necessidade. Os elementos citados acima são fixados a uma chapa retangular de aço (espessura 10mm) que forma a base da bancada fixada por seis molas a uma estrutura construída com cantoneiras que apoia a bancada no piso (Farias, 2014).

A validação será feita em duas etapas. A primeira etapa será uma avaliação das partes não rotativas da estrutura apoiada em molas que tem liberdade de movimento nas três direções principais e, neste caso, é possível encontrar seis modos de vibração de corpo rígido. Esse primeiro estudo foi feito de três formas. A primeira delas foi uma varredura de frequência em que o próprio rotor foi utilizado como excitador do sistema. A segunda consistiu em criar um modelo computacional da bancada respeitando as dimensões e características dos componentes e com a utilização do Solidworks, foi possível realizar uma análise de frequência do modelo. A terceira forma de obtenção das frequências naturais de corpo rígido foi analisando os resultados dos ensaios de aplicação de deslocamento inicial.

A segunda etapa de validação consistiu na análise do rotor horizontal e identificação dos fenômenos de dinâmica de rotores que ele apresenta. Para caso utilizou-se o Rotmef, um software de modelagem e simulação que utiliza o método de elementos finitos e foi desenvolvido em 1992 pelo CEPEL (Rocha, 1992) em parceria com a COPPE-UFRJ

especificamente para o estudo de máquinas rotativas. Então, como uma maneira de conhecer o rotor em questão, foi feito um levantamento dos possíveis testes experimentais que poderiam ser feitos na bancada, de forma que os resultados pudessem ser identificados nas simulações do Rotmef para nível de confronto e certificação dos mesmos. Dessa forma, chegou-se a uma sequência de 135 medições utilizando um par de proximímetros e um tacômetro. Esse número de medições é o produto da combinação de cinco configurações do rotor (posicionamento do disco principal em relação aos mancais), três velocidades de rotação para os ensaios, três pontos de impacto (excitação do rotor durante o teste) e três pontos de medição.

Através da série de ensaios realizados procura-se observar e analisar mudanças no comportamento do rotor causadas por variações de posição do disco em relação aos mancais. Com o recurso de processamento de sinais e aplicação de técnicas para análise dos mesmos, os dados experimentais passam a constituir um banco de dados para uso em trabalhos futuros.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1. Dinâmica da Estrutura não Rotativa

O sistema em estudo neste trabalho é composto por uma bancada apoiada em seis molas helicoidais que não restringem o movimento da estrutura nas três direções principais apesar das limitações das molas. Essa característica de “liberdade” de movimento permitiu fazer uma consideração de corpo rígido e analisar suas frequências naturais e seus respectivos modos de vibração. Para isso, no entanto, foi necessário ter uma ideia analítica de como obter esses dados antes de construir o modelo e fazer simulações.

Os seis modos de corpo rígido, três de translação e três de rotação, podem existir em qualquer estrutura. Cada apoio da estrutura pode ser representado por três conjuntos perpendiculares de mola e amortecedor em cada uma das três direções principais, as quais são definidas como u , v e w conforme a Fig. 1 (Jin, 2013).

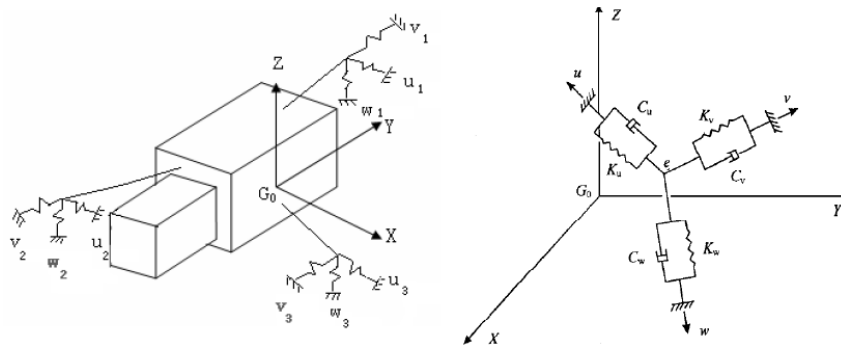


Figura 1. Modelo Mecânico de Suporte do Sistema. Adaptado de JIN, 2013.

Definido um sistema de coordenadas cartesiano $G_0 - XYZ$, a origem do sistema de coordenadas G_0 representa a posição do centro de gravidade. As coordenadas generalizadas do sistema são definidas como três coordenadas translacionais x , y , z relativas a X , Y , Z e três coordenadas rotacionais Θ_x , Θ_y , Θ_z em torno de X , Y e Z .

Pode ser escrito como:

$$[q] = [x \ y \ z \ \Theta_x \ \Theta_y \ \Theta_z]^T \quad (1)$$

A equação dinâmica do sistema pode ser escrita na forma matricial como:

$$[M][\ddot{q}] + [C][\dot{q}] + [K][q] = [F] \quad (2)$$

Onde $[M]$ é a matriz de massa do sistema, $[C]$ é a matriz de amortecimento, $[K]$ é a matriz de rigidez e $[F]$ é o vetor 6×1 de forças e momentos de excitação.

Ignorando as forças externas e o amortecimento, pode ser obtida a equação diferencial do sistema para vibração livre conforme mostrado abaixo:

$$[M][\ddot{q}] + [K][q] = 0 \quad (3)$$

Onde a matriz de massa pode ser escrita como:

$$[M] = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_{xx} & J_{xy} & -J_{xz} \\ 0 & 0 & 0 & -J_{xy} & J_{yy} & -J_{yz} \\ 0 & 0 & 0 & -J_{xz} & -J_{yz} & J_{zz} \end{bmatrix} \quad (4)$$

“m” é a massa total do sistema, J_{ij} é o momento de inércia em torno de cada eixo.

A matriz de rigidez $[K]$ pode ser escrita como $[K] = \sum_{i=1}^n [B_i]^T [T_i]^T [k_i] [T_i] [B_i]$,

$[k_i]$ é a matriz de rigidez do apoio i:

$$[k_i] = \begin{bmatrix} k_{u_i} & 0 & 0 \\ 0 & k_{v_i} & 0 \\ 0 & 0 & k_{w_i} \end{bmatrix} \quad (5)$$

$[B_i]$ refere-se a posição de montagem da matriz na base i:

$$[M] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & z_i & -y_i \\ 0 & 1 & 0 & -z_i & 0 & x_i \\ 0 & 0 & 1 & y_i & -x_i & 0 \end{bmatrix} \quad (6)$$

Onde x_i , y_i e z_i são coordenadas da base i

$[T_i]$ é a matriz angular entre o eixo principal da base e o sistema de coordenadas, o qual pode ser escrito como:

$$[T_i] = \begin{bmatrix} \cos \alpha_{u_i} & \cos \beta_{u_i} & \cos \gamma_{u_i} \\ \cos \alpha_{v_i} & \cos \beta_{v_i} & \cos \gamma_{v_i} \\ \cos \alpha_{w_i} & \cos \beta_{w_i} & \cos \gamma_{w_i} \end{bmatrix} \quad (7)$$

Para a Eq. (3), assumindo a solução teórica:

$$[q] = [X_i] \sin(w_i t + \alpha) \quad (8)$$

Teremos:

$$[K][X_i] = [\Omega^2][M][X_i] \quad (9)$$

Onde:

$$[K] - [\Omega^2][M] = 0 \quad (10)$$

E a frequência natural do sistema é:

$$f_i = w_i / 2\pi \quad (11)$$

As frequências naturais do sistema e as formas dos modos podem ser obtidas da equação matricial $[M]^{-1}[K]$. O desempenho do sistema depende das características de rigidez da base, que são utilizadas para montar a matriz de rigidez do modelo. A rigidez estática é considerada como a relação entre a variação do carregamento estático e a variação do deslocamento, a qual pode ser calculada pela equação:

$$k = \frac{\Delta F}{\Delta S} \quad (12)$$

A carga estática é aquela que não varia. E a rigidez estática pode ser obtida no presente processo. Tomando os valores de rigidez estática a partir da Eq. (10), pode-se obter as seis frequências naturais dos correspondentes seis modos de corpo rígido (Jin, 2013; Inman, 1996).

2.2. Modelagem do Rotor

Uma definição possível para “rotor” é dizer que é o conjunto de partes de uma máquina rotativas dotadas de rotação, incluindo o eixo, discos de lâminas, impulsores, mancais, engrenagens, acoplamentos, e todos os outros elementos, que estão ligados ao eixo.

Todos os três modos principais de vibrações do rotor (lateral, de torção e modos axiais) podem estar presentes durante a operação do rotor. Entre estes modos, os modos laterais do rotor são de grande preocupação, pois eles representam os modos mais baixos da estrutura da máquina inteira. Por meio dos mancais e através do fluido que circunda o rotor (a menos que o rotor opere no vácuo), as vibrações laterais do rotor são transmitidas para as partes não rotativas da máquina. Eventualmente, as vibrações se espalham para a base da máquina, equipamentos adjacentes e para o ar circundante sob a forma de ondas acústicas.

As equações abaixo representam o equilíbrio de forças agindo sobre um rotor isotrópico dentro de seu primeiro modo lateral. O rotor gira a uma velocidade de rotação constante, Ω , mas neste modelo introdutório, a velocidade de rotação não é explicitamente presente. Esta irá aparecer em modelos mais complexos (Muszynka, 2005).

$$M\ddot{x} + D_s\dot{x} + Kx = F \cos(\omega t + \delta) + P \cos \gamma \quad (13)$$

$$M\ddot{y} + D_s\dot{y} + Ky = F \sin(\omega t + \delta) + P \sin \gamma \quad (14)$$

O primeiro termo à esquerda das duas equações acima representa a força de inércia, o segundo representa a força de amortecimento, o terceiro a força de rigidez. O primeiro termo à direita representa a força externa de excitação de rotação e o segundo membro representa a força de carga radial constante.

As Equações (13) e (14) têm formato similar e não são acopladas. Usando números complexos é possível combinar o deslocamento do rotor nas direções vertical e horizontal em duas variáveis complexas conjugadas: “ $z(t)$ ”, e o conjugado “ $z^*(t)$ ”, como segue:

$$z = x + jy \quad (15)$$

$$z^* = x - jy, \quad j = \sqrt{-1} \quad (16)$$

Substituindo a Eq. (15) na Eq. (14) e aplicando algumas propriedades matemáticas, é possível chegar nas equações abaixo:

$$M\ddot{z} + D\dot{z} + Kz = Fe^{j(\omega t + \delta)} + Pe^{j\gamma} \quad (17)$$

$$M\ddot{z}^* + D\dot{z}^* + Kz^* = Fe^{-j(\omega t + \delta)} + Pe^{-j\gamma} \quad (18)$$

As Equações (17) e (18) podem ser referidas, respectivamente, aos modos direto do rotor (órbita formada pela vibração lateral, no sentido de rotação do rotor) e reverso (em sentido contrário à rotação). Utilizando números complexos torna-se possível a representação de magnitude e fase (orientação angular), $F \equiv e^{j(\omega t + \delta)}$, $P \equiv e^{j\gamma}$. De maneira geral, para as equações de movimento de rotores, são feitas três considerações:

- Movimento lateral livre do rotor, baseado em suas frequências naturais,
- Deslocamento forçado do rotor devido à força radial externa constante,
- Resposta forçada devido à vibração lateral do rotor.

2.2.1. Frequências Naturais

Considerando um modelo de rotor no formato das Equações (17) e (18) e sem forças de excitação externa ($F=0$, $P=0$), a solução é dada por:

$$z = Ae^{st}, \quad z^* = Ae^{s^*t} \quad (19)$$

Onde A é uma constante de integração e s é um autovalor complexo. Substituindo a primeira solução Eq. (19) na Eq.(17) e resolvendo para s, tem-se a equação característica:

$$Ms^2 + Ds + K = 0 \quad (20)$$

Existem duas soluções para essa equação representando dois autovalores do rotor:

$$S_{1,2} = -\frac{D}{2M} \pm \sqrt{\left(\frac{K}{M} - \frac{D^2}{4M^2}\right)} \quad (21)$$

Para um processo similar utilizando o conjugado complexo, será possível encontrar mais dois autovalores ($S_{3,4}$). A parte imaginária dos autovalores estão para duas frequências naturais amortecidas, w_n :

$$w_{1,2} = \sqrt{\left(\frac{K}{M} - \frac{D^2}{4M^2}\right)} \quad (22)$$

A função exponencial dos números imaginários pode ser transformada em função trigonométrica, e assim as Equações (17) e (18) ficam:

$$z = z^* = e^{-\left(\frac{D}{2M}\right)t} (A_1 \cos w_n t + A_2 \sin w_n t) \quad (23)$$

Onde A_1 , A_2 são constantes de integração (números complexos), relativos aos modos de vibração e w_n é a frequência natural positiva. A função trigonométrica enfatiza a característica oscilatória da resposta do rotor.

3. SIMULAÇÕES E ENSAIOS PARA AVALIAÇÃO DAS FREQUÊNCIAS E MODOS DE CORPO RÍGIDO

O objetivo destes conjuntos de ensaios e simulações é a obtenção das seis primeiras frequências naturais da bancada e seus respectivos modos de vibração, além de realizar a comparação dos valores de frequência e os modos de vibração encontrados na simulação com os valores de frequência e modos observados experimentalmente.

As simulações e experimentos foram divididos conforme os tópicos abaixo:

- Ensaio de varredura de frequência,
- Simulações no Solidworks,
- Ensaios para identificação dos modos de vibração através da aplicação de deslocamento inicial.

3.1. Ensaio de Varredura de Frequência

Este ensaio consistiu em aplicar uma massa extra em um ponto do disco 2 (disco principal), Fig. 2, centralizado entre os mancais 1 e 2 a fim de gerar um desbalanceamento muito grande no sistema. Em seguida foi realizada uma varredura de velocidade de rotação de 0 à 1500 rpm (0 a 25Hz) do eixo utilizando o inversor de frequência para controlar a velocidade do motor. Através desta varredura foi possível observar cinco modos de vibração da bancada e identificar as 5 velocidades de rotação que excitavam esses modos do sistema (base + mola + eixos + discos + motor + mancais). Essas velocidades de rotação podem ser interpretadas como sendo as frequências naturais de cada modo correspondente. As frequências e seus respectivos modos estão listados na terceira coluna da Tabela 1. Os eixos de referência adotados estão identificados na Fig. 2.

Tabela 1. Frequências dos ensaios e simulações

Frequências	Modelo Solidworks (rpm)	Experimental-Varredura (Rpm)	Medição Acelerômetros (Rpm)	Modos
1	Não identificado	Não identificado	330	Translação em Y
2	333,50	310,20	300	Translação em X
3	367,30	387,00	375	Translação em Z
4	440,54	452,00	450	Rotação em Z
5	489,64	505,00	495	Rotação em X
6	699,24	678,00	675	Rotação em Y

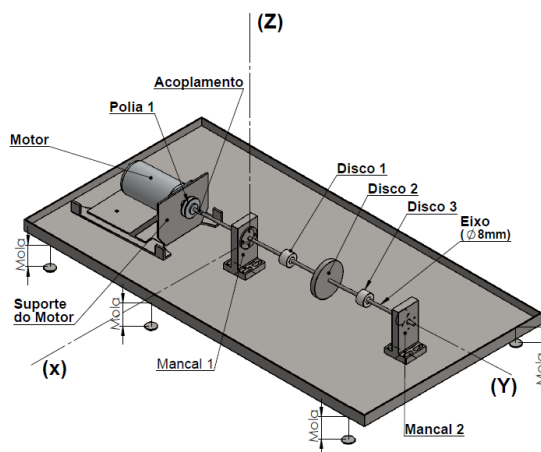


Figura 2. Desenho de Conjunto Bancada

Esses dados foram extraídos do inversor de frequência já que a relação de velocidade do motor para o eixo é direta.

De acordo com as dimensões da bancada (1310x685mm), a configuração adotada para posicionamento do disco rotor e o desbalanceamento inserido, inicialmente não foi possível encontrar a frequência correspondente ao modo de translação na direção do eixo Y, pois a força de excitação gerada pelo desbalanceamento ocorria ortogonalmente em relação ao eixo Y.

3.2. Simulações Solidwork

Para realizar as simulações foi necessário calcular a rigidez das molas. O cálculo da rigidez axial da mola contou com medições do deslocamento quando a mesma era submetida a cargas de compressão conhecidas. Então a constante de rigidez encontrada foi: $k=26153,84\text{N/m}$. Na Tabela 2 são apresentados os materiais utilizados em cada componente e a massa total da bancada é de 105,21Kg.

Tabela 2. Materiais

Componentes	Material	Módulo Elástico (N/m ²)	Limite de Escoamento (N/m ²)	Coefficiente de Poisson	Massa Específica (kg/m ³)
Acoplamento	Borracha	6,10E+06	9,24E+11	0,49	1000
Polias 1 e 2	Alumínio	6,90E+10	2,76E+12	0,33	2700
Engrenagens	Nylon	1,0E+09	6,00E+07	0,30	1150
Demais componentes	Aço 1020	2,00E+11	3,52E+13	0,29	7900

A Tabela 3 contém dados e características da malha gerada para simulação no Solidworks e a Fig. 3 representa em escala exagerada os modos de rotação e translação no eixo X. O código de cores mostra maior deslocamento em vermelho e menor deslocamento em azul.

Tabela 3. Configuração de Malha para Simulação

Tipo de malha	Malha sólida
Gerador de malhas usado:	Malha com base em curvatura
Pontos Jacobianos	4 Pontos
Total de nós	80359
Total de elementos	42969
Proporção máxima	62.584
% de elementos com Proporção < 3	61.8
% de elementos com Proporção < 10	4.16
Tempo para conclusão da malha (hh:mm:ss):	00:01:24

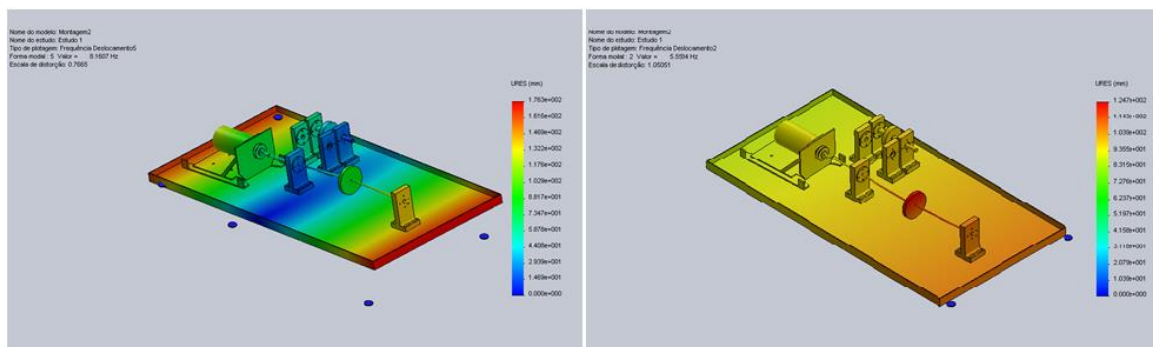


Figura 3. Modo 2 à esquerda e Modo 5 à direita

Assim como no ensaio de varredura, não foi possível identificar o modo de translação em Y e a frequência que o mesmo ocorre. Os demais foram identificados e correspondem com a identificação por varredura conforme a segunda coluna da Tabela 1.

3.3. Ensaios para Identificação dos Modos de Vibração através da Aplicação de Deslocamento Inicial

Para realizar a verificação experimental, quatro acelerômetros foram utilizados. Cada um posicionado em uma extremidade da bancada. Conforme o modo avaliado aplicava-se deslocamentos iniciais na bancada e media-se enquanto a mesma oscilava.

A Figura 4 mostra os resultados das medições que avaliam o modo de translação em Y. Para os cinco outros modos foram feitas medições semelhantes e os resultados encontram-se na quarta coluna da Tabela 1 em forma de rotação. Com a avaliação dos dados das colunas 2, 3 e 4 da Tabela 1, pode-se concluir que a máquina real se aproxima bastante do modelo, e isso valida positivamente a bancada com relação aos modos de corpo rígido.

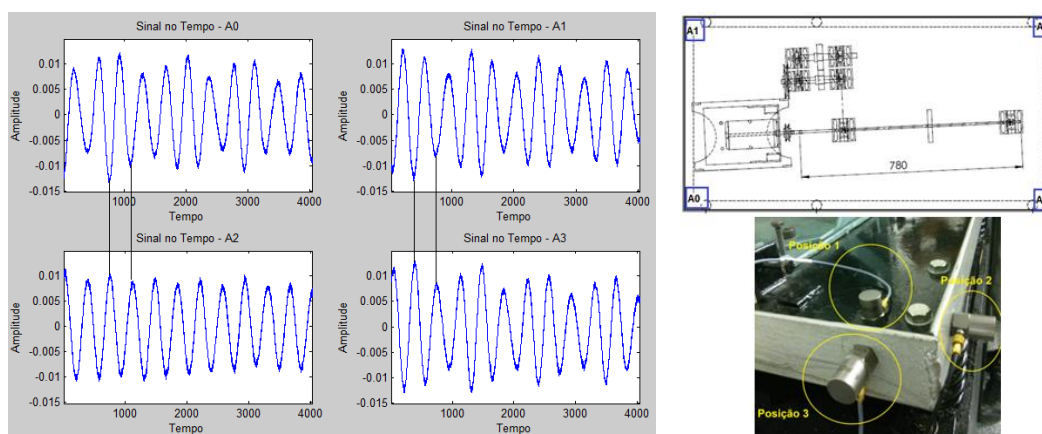


Figura 4. À esquerda - Sinal no tempo medido nos quatro acelerômetros para o modo de translação em Y. À direita – Esquema de posicionamento dos acelerômetros.

Para o caso da translação em Y os acelerômetros foram posicionados lateralmente (posição 3) Fig. 4. Aplicando-se a transformada rápida de Fourier para os dados de sinal no tempo, chegou-se aos valores de frequência mostrados na Tabela 1. Através da análise do sinal no tempo para os mesmos intervalos de tempo dos quatro acelerômetros, foi possível identificar por meio de uma avaliação de fase o modo correspondente. A parte esquerda da figura 4 mostra os sinais dos acelerômetros A0 e A2 defasados de 180 graus, assim como A1 e A3. Logo, é possível afirmar que essa diferença de fase caracteriza o movimento de translação em Y.

4. DINÂMICA DO ROTOR

4.1. Simulações Rotmef

Para as simulações do rotor, foi levado em conta apenas o eixo flexível, os mancais e os discos. Apesar dos discos 1 e 3 servirem apenas como ferramentas auxiliares para a medição, foi necessário considerá-los nas simulações pois suas massas modificam as características do sistema. A Tabela 4 define as posições de discos e mancais para as cinco configurações adotadas e a última coluna possui os valores da primeira velocidade crítica para cada configuração.

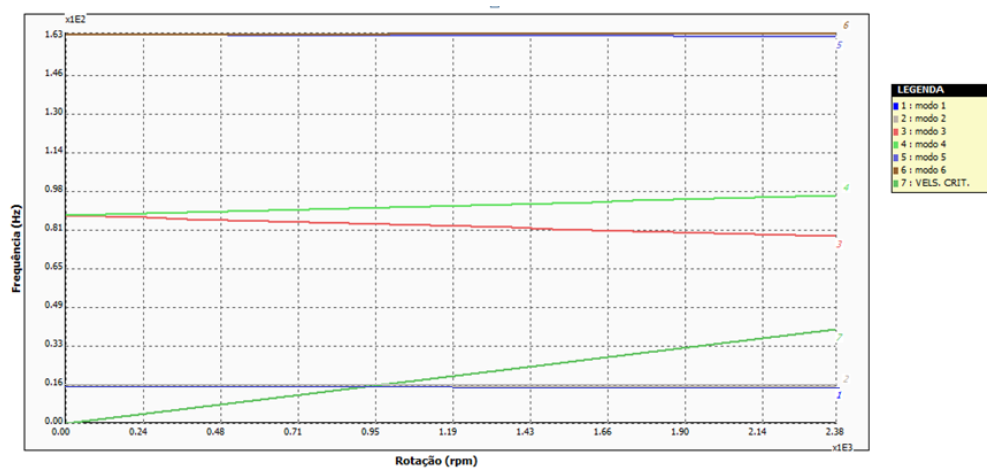
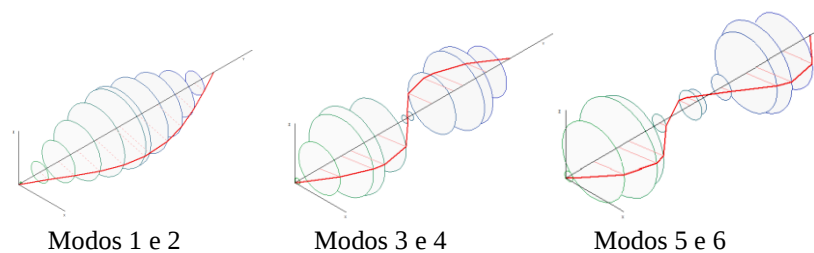
Tabela 4. Descritivo das Configurações dos Ensaio

Configurações	Posições do Disco	Distância entre Mancais	Vel. Crítica (rpm)
1	Centralizado entre mancais	590 mm	950
2	136mm do Mancal 1		1180
3	190mm do Mancal 1		1025
4	Em balanço - 130mm do mancal 2	380 mm	832
5	Em balanço - 190mm do mancal 2		600

As simulações no Rotmef forneceram valores de frequências de acordo com as rotações pré-estabelecidas, o diagrama de Campbell para cada configuração e as formas de cada modo. Considerou-se avaliar os três primeiros pares de frequências, ou seis primeiros modos (Rocha, 1992).

Tabela 5. Frequência de cada Modo de acordo com as rotações para a configuração 1

Rotações (rpm)	Frequência(Hz) dos Modos						Velocidade Crítica = 950rpm
	1	2	3	4	5	6	
550	15,40	15,41	84,78	88,72	161,77	162,10	
1300	15,39	15,41	82,03	91,34	161,55	162,31	
2000	15,38	15,42	79,45	93,70	161,33	162,50	

**Figura 5. Diagrama de Campbell para configuração 1****Figura 6. Formas dos seis primeiros modos para a configuração 1**

Os modos 1 e 2 apresentam valores bem semelhantes de frequência por isso as suas curvas ficam praticamente sobrepostas no diagrama da Figura 5. Já o segundo par de modos (3 e 4), apresentam valores de frequência com aproximadamente 10Hz de diferença e suas curvas aparecem bem distintas no diagrama de Campbell, sendo o modo 3 reverso (movimento de rotação do centro do eixo em sentido contrário a rotação do disco) e o modo 4 direto (centro do eixo com rotação no mesmo sentido de rotação do disco). Os modos 5 e 6 também estão praticamente sobrepostos, como o primeiro par. As formas dos modos são praticamente idênticas para cada par de frequência, e o que varia é o sentido de rotação que caracteriza o mesmo em direto ou reverso. As principais diferenças da primeira configuração para as demais é a intensidade do efeito giroscópio de acordo com o posicionamento dos discos e de acordo com a rotação. No caso da configuração 1, o efeito se mostra mais acentuado nos modos 3 e 4 onde o disco principal sofre um desvio de ângulo (deixa de se mover paralelamente ao plano XZ). No caso dos modos 1, 2 e 5, 6 a flexão do eixo faz com que o centro do eixo se afaste da referência (eixo Y) mas o disco continua a se mover paralelamente ao plano XZ. Neste caso teremos o efeito giroscópio e os modos direto e reverso bem definidos.

4.2. Ensaios no Rotor

Os ensaios realizados tiveram como objetivo coletar dados do rotor, processá-los e comparar com os dados das simulações no Rotmef. Para isso utilizou-se dois medidores de proximidade (proxímetros) ao invés de acelerômetros. Os proxímetros podem ser usados em pares, posicionados perpendicularmente um ao outro e os dois medindo a superfície cilíndrica do disco. Desta forma, combinando os sinais dos dois medidores obtém-se a órbita, que indica a posição do centro do disco. Este tipo de informação os acelerômetros não fornecem e é essencial para identificação dos fenômenos de dinâmica de rotores.

Para a realização dos ensaios utilizamos as mesmas velocidades estabelecidas para as simulações. Para excitar o sistema e conseguir coletar dados com informações relevantes para análise, foi utilizado um pino de aço com ponta em nylon. O mesmo era abandonado de certa altura e atingia o disco no qual estava direcionado.

Os resultados apresentados em forma de matrizes são os espectros completos de frequências ou espectros das órbitas, pois possuem informações de frequências “negativas” (modos reversos) e “positivas” (modos diretos) e suas frequências podem ser comparadas com as frequências geradas pelo Rotmef.

O diagrama de Campbell auxilia na identificação do efeito giroscópio (Swanson, 2005; Rocha, 1992).

As matrizes de resultado apresentam nove gráficos de espectros completos de frequência. Conforme a Figura 7, a partir da configuração e da rotação estabelecidas, as linhas representam os pontos de impacto (linha 1 – impacto no disco 1, linha 2 – impacto no disco 2) e as colunas indicam em que disco os proxímetros estão posicionados para medição (coluna 1 – disco 1, coluna 2 – disco 2). Dessa forma, somou-se um banco de dados significativo com o objetivo de identificar os fenômenos de forma mais evidente, já que a excitação correta e a boa qualidade da medição é imprescindível para clareza nos resultados.

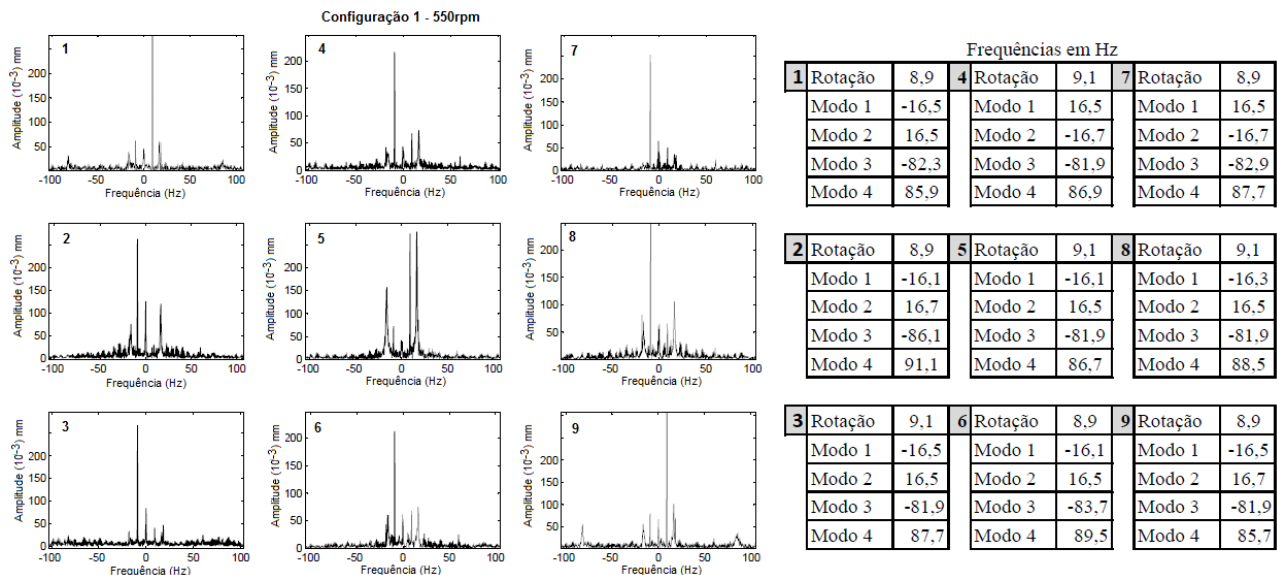


Figura 7. Matriz de Espectros Totais para Configuração 1 – 550 rpm e Tabela de Frequências

Os nove gráficos apresentam informações de rotação do sistema e os primeiros pares de frequências conforme a tabela da Figura 7. Além disso, é possível observar, na maioria dos gráficos, harmônicos da frequência de rotação.

Em relação aos valores apresentados na Tabela 5, pode-se constatar que houve equivalência significativa nos resultados, apesar de não ter sido possível verificar os modos 5 e 6.

5. CONCLUSÃO

A avaliação das partes não rotativas mostrou que a bancada comporta-se como um corpo rígido e satisfatoriamente foram identificadas as frequências críticas assim como também foi possível validar correspondentemente os seis modos de vibração. Esse tipo de informação tem bastante relevância para qualquer tipo de pesquisa que seja desenvolvida na bancada futuramente.

No que diz respeito ao rotor e os fenômenos que o mesmo apresenta, pode-se verificar que os valores são bem próximos aos valores gerados pelo Rotmef, então pode-se concluir que as medições realizadas com os proxímetros estão de acordo com o esperado, e a nível de frequências é possível observar o efeito giroscópio e a presença de modos reversos através da análise dos espectros completos (Goldman, 1999; Souza, 2000).

Em nível de resultados foi apresentado apenas uma configuração em uma rotação, mas as demais seguem o mesmo padrão e metodologia de análise e seus resultados também foram equivalentes aos resultados das simulações. Sendo

assim, considera-se que o rotor horizontal da bancada experimental possui características semelhantes a de uma máquina rotativa real e pode ser usado para desenvolvimento de pesquisa nesta área da engenharia mecânica.

Em trabalhos futuros é relevante considerar outras maneiras de excitação do sistema. A instrumentação pode ser ampliada com mais dois pares de proximetros para que se consiga medir simultaneamente nos três discos e com os dados seja possível construir as órbitas e plotar formas dos modos conforme os gráficos gerados no Rotmef.

6. REFERÊNCIAS

- Farias, M.R., 2014, “Construção de Bancada Experimental para Análise Dinâmica de Máquinas Rotativas Horizontais”, Trabalho Final de Graduação, Departamento de Engenharia Mecânica, UERJ.
- Goldman, P., & Muszynska, A., 1999, “Application of Full Spectrum to Rotating Machinery Diagnostics”. ORBIT Magazine, 17-21.
- Inman, Daniel J., 1996, “Engineering Vibration”, Prentice-Hall Inc., New Jersey, US.
- Jin, Y., Zhang, J. and Guan, X., 2013, “Theoretical Calculation and Experimental Analysis of the Rigid Body Modes of Powertrain Mounting System”, School of Mechanical Engineering Shanghai Jiao Tong University, China.
- Michalski, M.A.C., 2004, “Análise Teórico-Experimental do Comportamento Dinâmico de um Rotor Horizontal Suportado por Mancais Hidrodinâmicos”, Dissertação de Mestrado. COPPE-UFRJ.
- Muszynka, A., 2005, “Rotordynamics”. Nova Iorque: Taylor & Francis Group.
- Rocha, R.O., 1992, “Modelagem e Simulação Computacional em Dinâmica de Rotores Via Método dos Elementos Finitos”, Dissertação de Mestrado, COPPE-UFRJ.
- Souza, Sanderson Pereira Simões de, 2000, “Estudo de Técnicas não Convencionais de Processamento de Sinais para Diagnóstico de máquinas Rotativas”, Dissertação de Mestrado, COPPE-UFRJ.
- Swanson, E., Powell, C.D. and Weissman, S., 2005, “A Practical Review of Rotating Machinery Critical Speeds and Modes”, Sound and Vibration Magazine, May 2005.

7. RESPONSABILIDADE AUTORAL

“Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho”.

VALIDATION OF EXPERIMENTAL RIG WITH EMPHASIS ON DYNAMIC PHENOMENON OF ROTORS

Paulo Roberto Farias Junior, paulofarias@id.uff.br^{1,2}
Marcelo dos Reis Farias, marcelo-soul@hotmail.com¹
Renato de Oliveira Rocha, rr.uerj@gmail.com¹
Francisco José da Cunha Pires Soeiro, soeiro@uerj.br¹

¹Universidade do Estado do Rio de Janeiro, Rua Fonseca Teles 121 – Anexo - São Cristóvão. CEP: 20940-200,

²CEFET/RJ – Campus Nova Iguaçu, Estrada de Adrianópolis - 1.317 - Santa Rita – Nova Iguaçu/RJ. CEP: 26041-271,

Abstrac: *The dynamic behavior of rotating mechanical systems type shaft-disc-bearing is an object of research in mechanical engineering since the early twentieth century. The approach taken in this paper makes use of finite element analyzes. The experimental rig consists of a horizontal rotor driven by an electric motor and a frequency inverter, and aims to simulate rotary machines providing a learning environment in rotor dynamics phenomenon that can occur in real machines. The first part of this study is to identify the six main natural frequencies and modes of rigid body vibration of the set of non-rotating parts of the machine. The second part of the evaluation is focused on the rotor, modeled through a software developed specifically for the analysis of rotors, where you can check the critical frequencies, examine ways of modes according to the rotations and generate Campbell diagram for analysis of other resulting characteristics of the gyroscopic effect. The simulation results were compared with the data processing results collected in measurements performed in the experimental rig, where it was possible to identify the main phenomenon that the rig displays.*

Keywords: *Rotor Dynamics, Vibration Analysis in Rotating Machinery, Reverse Modes, Full Spectrum, Dynamic Phenomenon of Rotors.*