

ESTUDO DE EFEITOS DINÂMICOS INDUZIDOS POR FOLGA EM MANCAIS DE ROLAMENTO EM UM ROTOR VERTICAL

Charles Selassiel Silva de Matos ¹

Renato de Oliveira Rocha ²

Wiriton Silva de Matos ³

Moyses Zindeluk ⁴

¹ Engenheiro Consultor, Sócio, Engenheiro Mecânico, TECVIB ENGENHARIA LTDA.

² Pesquisador do CEPEL e Prof. UERJ, Não-Sócio, Engenheiro Mecânico, CEPEL / UERJ

³ Engenheiro Consultor, Sócio, Engenheiro Mecânico, TECVIB ENGENHARIA LTDA.

⁴ Prof. Titular de Acústica e Vibrações, Não-Sócio, Engenheiro Mecânico, PEM/COPPE/UFRJ.

RESUMO

A análise do comportamento dinâmico de sistemas rotativos e estacionários e a interação entre ambos sempre constituiu um grande desafio para a engenharia. Não são raras as situações em que componentes estáticos e dinâmicos de máquinas apresentam falhas, muitas vezes de difícil diagnóstico, requerendo estudos mais aprofundados para definir com maior precisão suas causas e consequências. O desenvolvimento do trabalho aqui apresentado diz respeito a um problema real surgido em uma planta industrial, onde uma folga mecânica no mancal superior de um motor de eixo vertical gerou uma instabilidade dinâmica excitando frequências naturais do sistema de ordem subsíncrona. O presente trabalho se divide em duas partes distintas, consistindo em uma parte prática realizada em um modelo experimental que tenta se aproximar da máquina real e outra de modelamento e simulação computacional do modelo experimental utilizando programas de modelamento de sistemas rotativos via método dos elementos finitos.

1. CARACTERÍSTICAS DA MÁQUINA :

Moto-Compressor acionado por um motor elétrico SIEMENS de 220 KVA, rotor com 32 barras e rotação nominal de 3572 RPM.

O compressor possui as seguintes características:

- Fabricante: *SUNDYNE*
- Rotações: *Entrada : 3572 RPM*
Intermediária : 8037 RPM
Saída : 18266 RPM

- Potência: *157 KVA*
- Velocidades Críticas de Projeto : *1ª. 3206 RPM*
2ª. 24950 RPM
- Gás Comprimido : *Etileno*
- Pressão de Sucção : *33,0 Kg/cm² a 45° C*
- Pressão de Descarga : *43,9 Kg/cm² a 77° C*

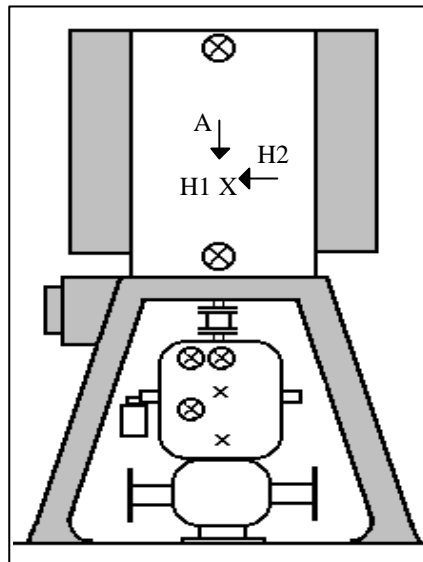


Figura 1- Moto-Compressor

2. HISTÓRICO DO PROBLEMA ORIGINAL:

Em maio de 94 ocorreu uma elevação abrupta e sem motivo aparente da vibração radial na carcaça do motor, com amplitude máxima de 23 mm/s-pico na frequência de 2850 CPM (freq. subsíncrona) no mancal inferior. No teste feito com o motor desacoplado a componente subsíncrona desapareceu e ao acoplar novamente os níveis globais das vibrações caíram para valores normais.

Em agosto de 94 as vibrações na frequência de 2850 CPM elevaram-se novamente, atingindo 52 mm/s-pico no mancal superior do motor e 182 mm/s-pico na caixa dos sensores de temperatura do compressor (Fig. 1). Os registros feitos durante a partida do motor mostrou que a componente subsíncrona aparece quando sua rotação atinge 1294 CPM e eleva-se gradualmente durante a aceleração, atingindo um valor máximo de 65,04 mm/s-pico quando a rotação coincide com 2850 CPM. A análise para identificar ressonâncias estruturais na base metálica resultou nas seguintes frequências naturais: 1303, 2893, 3711 CPM no plano horizontal direção perpendicular aos trocadores de calor do motor (direção H1) e 1172, 2895, 3714 CPM no plano horizontal direção ortogonal a

H1 (direção H2). A frequência natural do induzido no modo “free-free” era de 8298 CPM.

Novo teste feito com o motor desacoplado mostrou que as vibrações permaneceram elevadas na frequência de 2850 CPM, atingindo 28,0 mm/s-pico no mancal inferior do motor. Isto isentou o compressor como possível fonte do problema. Recomendou-se refinar o balanceamento do rotor, elevar as frequências naturais da base metálica e verificar se a folga entre o rolamento inferior e o batente axial era suficiente para absorver a dilatação térmica do eixo. Esses serviços foram executados, sendo obtidos os resultados abaixo:

1. As frequências naturais da base metálica foram elevadas para 1215, 3135 e 4005 CPM na direção H1 e 1365, 3164 e 3587 CPM na direção H2, através do reforço em X de uma das laterais da base metálica.
2. O ajuste entre o rolamento e a tampa do motor estava muito próximo do limite inferior recomendado pelo fabricante:

Rolamentos	Diâmetro dos Rolamentos (mm)	Diâmetro da Tampa (mm)	
		Recomendado	Encontrado
6216	139,9794	139,9997	139,985
	139,9997	140,0251	
7313	139,9794	139,9997	139,990
	139,9997	140,0251	

3. A folga axial entre a pista externa do rolamento inferior do motor e o batente da tampa era suficiente para acomodar a dilatação térmica do eixo. Portanto, como não foram encontradas folgas anormais entre os rolamentos e as tampas, concluiu-se que havia uma pequena interferência entre o rolamento inferior e a tampa que impedia a dilatação térmica do eixo na direção do acoplamento, forçando a dilatação para cima. Isto reduzia a carga axial sobre o rolamento de escora (superior) e gerava uma folga radial devido à elevação da pista interna. Esta folga criava uma não-linearidade no sistema rotor-mancal que excitava as frequências naturais da estrutura, cujo amortecimento era baixo. Foi recomendada uma redução de 0,03 mm no diâmetro da tampa do mancal inferior.

Como a colocação do reforço em apenas uma lateral aproximou uma das frequências naturais da frequência de rotação, recomendou-se colocar reforços

em X em outra lateral, elevando as frequências para 1361, 4574 CPM na direção H1 e 1452, 4155 CPM na direção H2.

3. CONCLUSÕES DOS DIAGNÓSTICOS DO PROBLEMA ORIGINAL:

Vibrações de natureza subharmônicas ou subsíncronas estão geralmente associadas a mecanismos de natureza não-linear introduzidos no sistema. Nesse caso, especificamente de um rotor com apoios verticais e mancais de rolamento, a folga originada no rolamento superior (escora) pela impossibilidade do eixo dilatar na direção do acoplamento, gerou o mecanismo não-linear no sistema que, por sua vez, excitava as frequências subsíncronas na base metálica. As soluções encontradas através da elevação das frequências naturais da base metálica associadas ao aumento da folga entre a tampa e o rolamento inferior para 0,03mm, permitindo assim dilatação térmica na direção do mancal guia, eliminaram os mecanismos responsáveis pelas vibrações subsíncronas elevadas do sistema rotor/estrutura e os níveis das amplitudes das vibrações medidas no mancal inferior do motor caíram para 1,26 mm/s-pico na direção H1 e 0,75 mm/s-pico na direção H2 a 3576 CPM.

5. SIMULAÇÃO EXPERIMENTAL

O objetivo da simulação experimental e modelamento computacional do problema era a verificação da repetibilidade do problema em máquinas com características semelhantes. Para isso foi construída uma bancada (Fig. 2) com um modelo experimental acoplado a um analisador de vibrações de dois canais, transdutores de vibração sem contato para monitoramento do eixo, sensor de fase, variador de velocidade e acelerômetro para medição de vibração da estrutura. Utilizou-se um rolamento autocompensador com duas carreiras de esferas no mancal inferior e um rolamento especial de contato angular com uma carreira de esferas no mancal superior. Esse rolamento tanto permitiu a substituição das esferas originais por esferas menores quanto o deslocamento axial (uma das faces aberta), permitindo a aumento da folga.

As medições das folgas foram realizadas utilizando dois critérios diferentes para efeito de comparação: utilizando um relógio comparador com 0,01 mm/divisão e movendo manualmente o eixo no espaço da folga e coletando-se o sinal com um analisador tipo FFT obtida com sensor sem contato.

No acoplamento entre o motor e o eixo usou-se uma junta elástica que não fornecia resistência ao deslocamento radial do eixo próximo ao mancal superior.

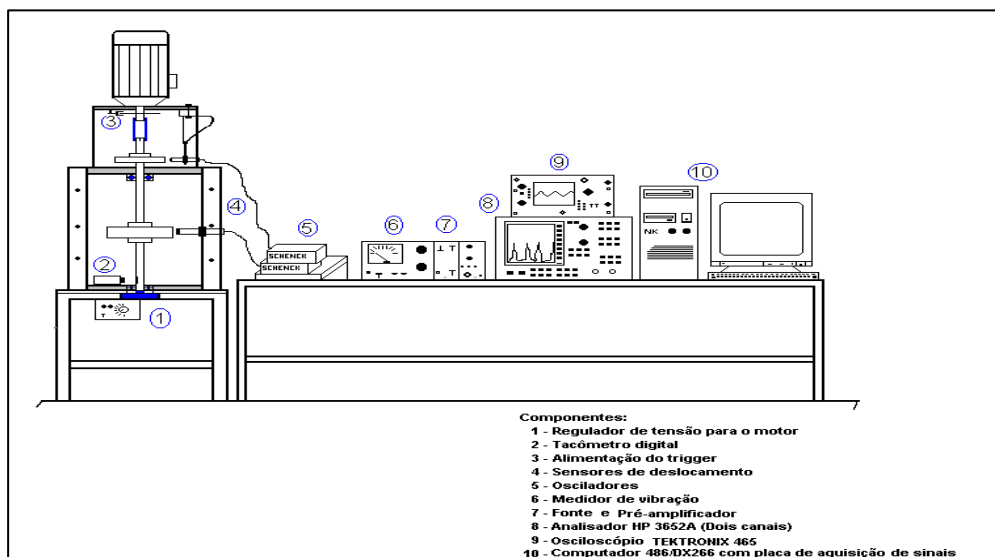


Fig. 2 - Bancada Experimental

Foram realizados testes com o mancal superior em três condições diferentes:

- 1 - Mancal sem folga
- 2 - Mancal com folga de 0,02 mm
- 3 - Mancal com folga de 0,10 mm
- 4 - Mancal com folga de 0,21 mm

Para a simulação computacional foram utilizados dois programas:

- ROTMEF¹ - Programa para modelagem de sistemas rotativos pelo método dos elementos finitos.
- MATMEF² - Programa para modelagem da estruturas e eixo conjugados pelo método dos elementos finitos.

5.1 TESTE EXPERIMENTAL E SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DA ESTRUTURA:

5.2

O teste experimental e a simulação computacional foram realizados com o objetivo de mapear as frequências naturais da estrutura e identificar aquelas que poderiam eventualmente ser excitadas pela não linearidade introduzida no sistema. Os resultados serão apresentados a seguir nos espectros de resposta impulsiva da estrutura e os modos e suas respectivas frequências naturais identificadas na simulação computacional.

A figura 3 apresenta os resultados das respostas impulsivas em algumas partes importantes da estrutura experimental. Os picos representam as

¹Programa elaborado em parceria entre a COPPE/UFRJ e CEPEL (Centro de Pesquisas da Eletrobrás).

²Programa baseado na plataforma MATLAB elaborado em um projeto de iniciação científica na COPPE.

respectivas frequências naturais na direção especificada e, sendo identificadas as frequências de 25,5 Hz na direção X e 17,5 Hz na direção Z como as frequências de interesse para esse estudo. A figura 4 apresenta os modos relacionados às suas respectivas frequências naturais utilizando-se o MATMEF, onde identificaram-se as frequências de 21,16 Hz na direção X e 19,87 Hz na direção Z como as representativas das frequências experimentais apresentadas acima. Essa pequena diferença nos resultados é considerada normal em função da impossibilidade de simular uma estrutura perfeitamente idêntica ao modelo, o que resulta na introdução de alguns erros de menor importância na simulação. Esses erros são minimizados com a calibração do modelo simulado através de dados coletados na estrutura real, o que é feito pela inserção desses dados experimentais no modelo.

5.2 SIMULAÇÃO DO SISTEMA ROTATIVO:

Nas simulações realizadas com o ROTMEF para o sistema eixo/mancal sem folga (Fig. 5) observa-se que a resposta natural para o primeiro modo, sem efeito giroscópico, apresenta uma frequência de 72,64 Hz e com efeito giroscópico essa frequência sobe para 78,67 Hz (precessão direta). Este resultado condiz com o teste experimental realizado através de impacto no eixo (fig. 6), onde obteve-se uma frequência de 71,5 Hz. Como esse teste foi realizado com o acelerômetro preso radialmente ao disco maior do eixo através de sua base magnética, houve um acréscimo de massa no rotor, tornando necessária a correção dessa frequência. A frequência corrigida com base na equação mostrada na Fig. 5 é de 74,1 Hz, o que resulta em um erro de 2% em relação à frequência de 72,64 Hz calculada pelo ROTMEF e, levando-se em conta os erros acumulados nas considerações do processo de modelamento, especificação de rigidez dos mancais e da própria equação de correção da frequência experimental, pode-se considerar o resultado bastante satisfatório. Foram também calculadas as frequências naturais do eixo pelo MATMEF, sem rotação, e os resultados podem ser observados na Tabela 1.

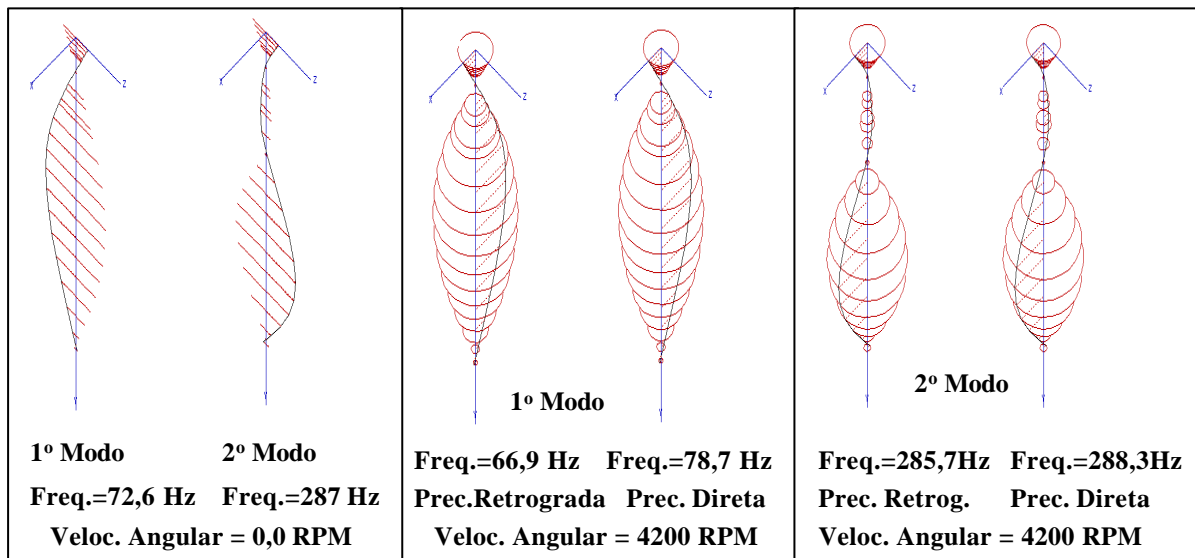
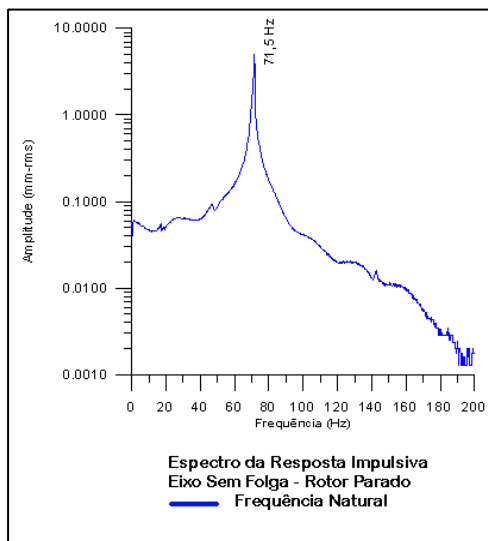


Figura 5 - Modos Naturais do Rotor (ROTMEF)



CORREÇÃO DA FREQUÊNCIA NATURAL DA RESPOSTA IMPULSIVA:

$$f_s = f_m \sqrt{\frac{m_s + m_a}{m_s}} = 71,5 \sqrt{\frac{1,0 + 0,074}{1,0}} = 74,1 \text{ Hz}$$

f_s = Frequência Ressonante sem Acelerômetro (Hz)

f_m = Frequência Ressonante Medida com Acelerômetro Montado (Hz)

m_s = Massa do Rotor (Kg)

m_a = Massa do Acelerômetro (Kg)

Figura 6 - Resposta Impulsiva no Eixo

A Tabela 1 mostra um quadro resumo dessas frequências para que se possa fazer uma avaliação comparativa dos valores encontrados nos testes experimentais e simulações computacionais.

- FOLGA DE 0,02mm:

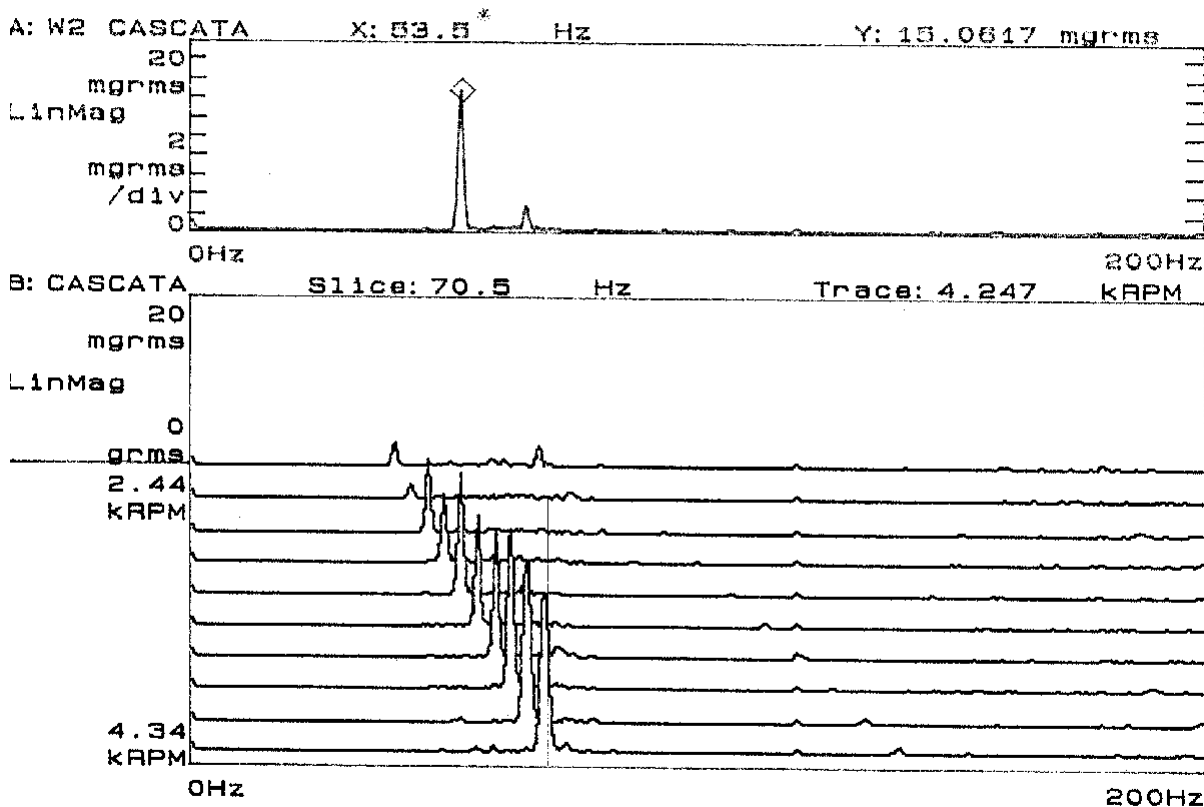
Sobre os sinais com uma folga dessa magnitude (utilizadas para alguns tipos especiais de rolamentos), não observaram-se diferenças significativas em relação ao mancal sem folga, apenas uma leve manifestação de ressonância na estrutura na frequência de rotação (72 Hz) (fig. 7) na direção X por ser essa uma frequência natural da estrutura. Observa-se também que nenhuma manifestação de vibrações subsíncronas aparece nos espectros e gráficos cascatas, o que

demonstra claramente que essa magnitude de folga não tem energia suficiente para excitar tais ressonâncias.

- FOLGA DE 0,10 mm:

Os primeiros sinais de ressonâncias subsíncronas começam a despontar com pequena intensidade nos espectros, órbitas e gráficos cascata registrados na estrutura. As frequências naturais da estrutura, identificadas nos testes experimentais e simulação computacional, de 25 Hz na direção X e 17,5 Hz na direção Z estão visíveis e sendo excitadas pela folga introduzida no rolamento, apesar de se manterem com baixa intensidade ao longo da desaceleração (Figura 8). As ressonâncias sobresíncronas de 72 Hz na direção X e 52 Hz na direção Z, por outro lado, se mostram bastante intensas mesmo durante a desaceleração da máquina. Nesse caso a maior parte da energia transmitida à estrutura pelos impactos está sendo direcionada para as frequências naturais superiores à frequência de excitação (Rotação) e é bastante razoável afirmar que isto acontece devido a elevada rigidez e amortecimento da estrutura, caso contrário essa dimensão de folga já seria suficiente para excitar as frequências naturais subsíncronas com maior intensidade.

MANCAL SUPERIOR-FOLGA= \sim 20 μ m
ACCELEROMETRO NA DIRECAO Z



MANCAL SUPERIOR-FOLGA= \sim 20 μ m
ACCELEROMETRO NA DIRECAO X

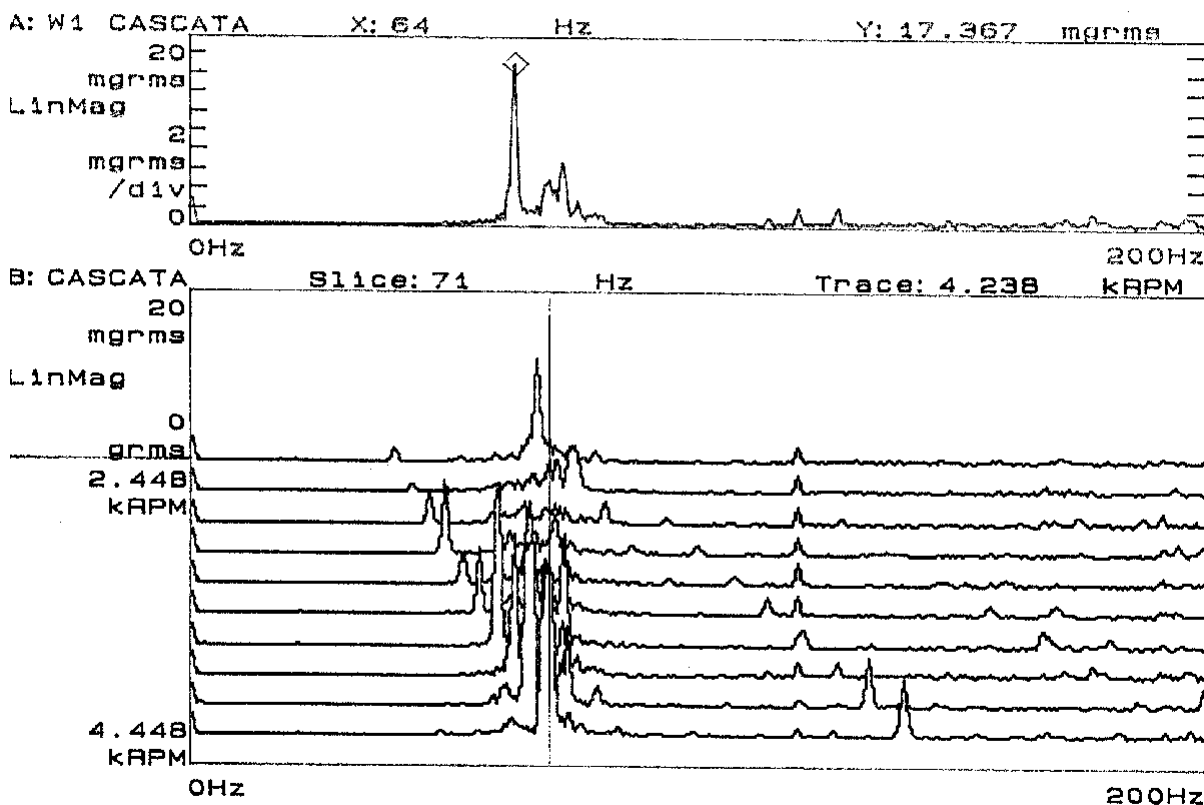
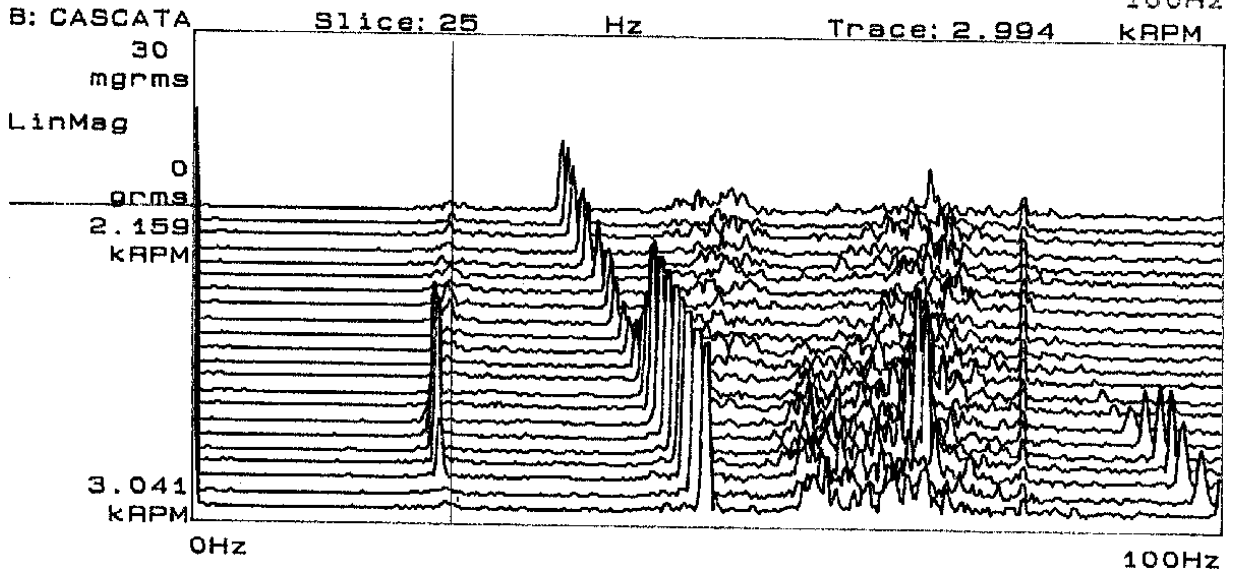
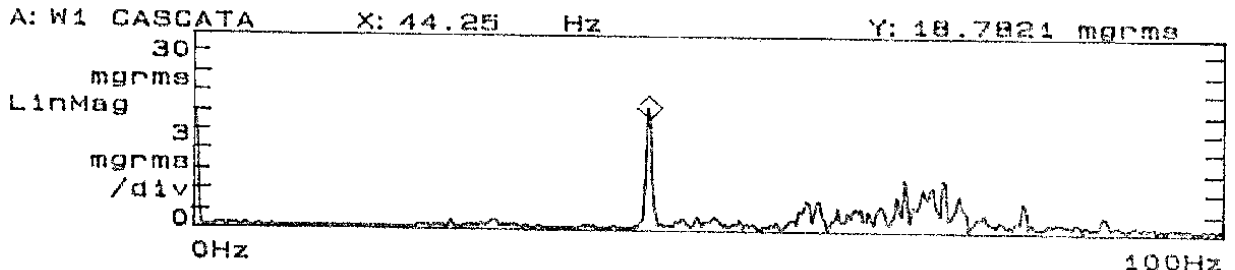


Figura 7

MANCAL SUPERIOR - FOLGA ~ 0.10mm
ACCELEROMETRO DIRECAO X



MANCAL SUPERIOR - FOLGA ~ 0.10mm
ACCELEROMETRO DIRECAO Z

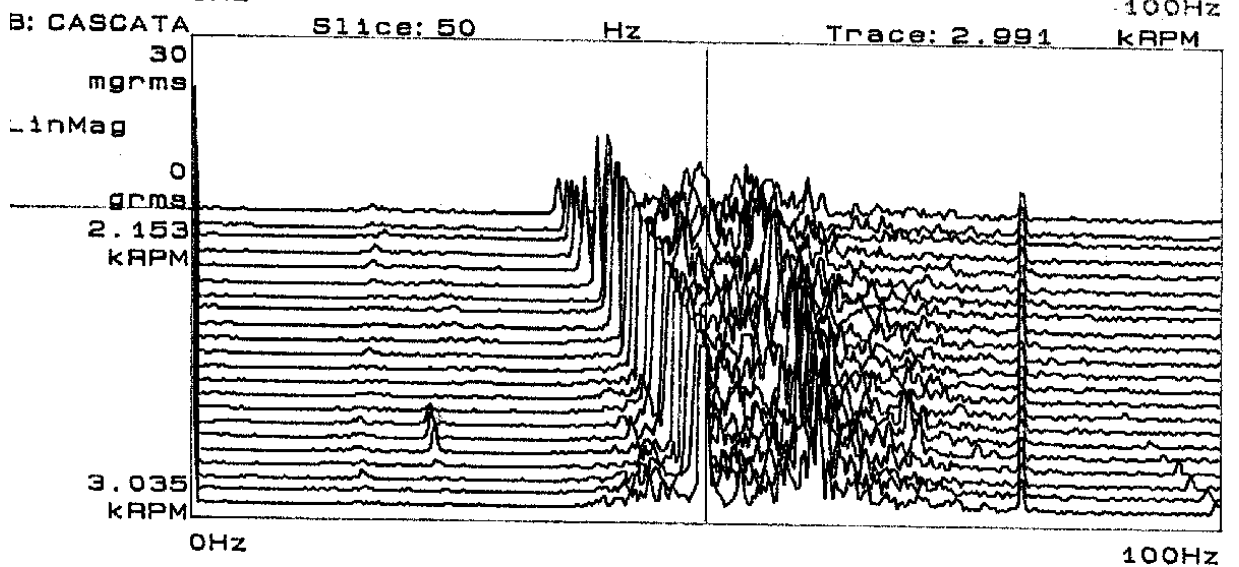
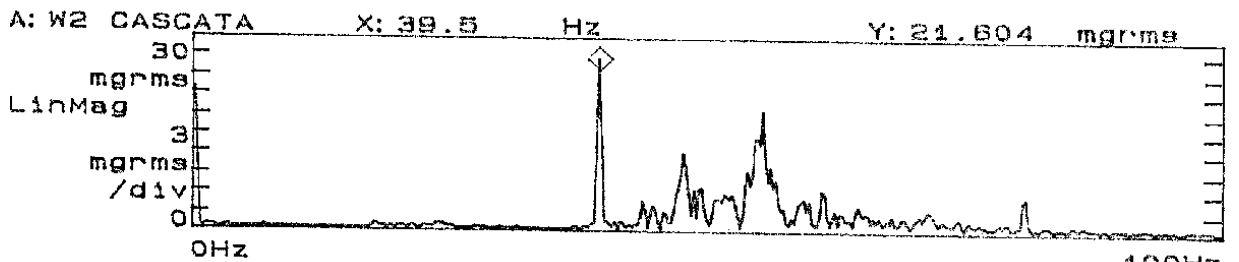


Figura 8

Frequências (Hz) Identificadas no Rotor e na Estrutura através da Resposta Impulsiva, Modelamento pelo Matlab (MATMEF) e pelo ROTMEF.						
Resposta Impulsiva no Eixo e Estrutura		Modelamento do Eixo e Estrutura (MATMEF)		Modelamento do Eixo (ROTMEF)	Modelamento do Eixo (ROTMEF) Rotação 70 Hz.	
<i>Direção X</i>	<i>Direção Z</i>	<i>Freqs. Rotor</i>	<i>Freqs. Estrutura</i>	<i>Sem Efeito Giroscópico</i>	<i>Precessão Retrograda</i>	<i>Precessão Direta</i>
Base do Motor		70.99	19.88	72.64	67.13	78.50
2.5	17.5	285.29	21.16	287.01	285.71	288.31
25.5	52.0	422.13	42.65	393.29	382.91	403.94
46.0	248.0	815.18	63.21	788.77	782.80	793.65
72.5	275.0	1123.3	65.82	1060.46	1021.70	1103.81
293.0	307.0	1740.5	74.40	1733.37	1728.92	1738.65
Mancal Superior		2625.0	75.27	2108.11	2059.38	2158.98
26.0	18.0	2883.9	87.31	2857.74	2855.84	2859.76
46.0	47.0	4289.9	138.66	4255.38	4253.84	4256.97
72.5	53.0	5894.6	185.11	5908.32	5906.68	5909.98
293.0	306.0		188.51			
387.0	-		202.59			
Meio da Estrutura			251.81			
26.0	18.0		267.02			
46.0	48.0		280.66			
54.0	144.0		280.91			
72.0	180.0		294.54			
142.0	306.0		320.98			
179.0	272		355.61			
292.0	306		357.49			
Mancal Inferior			360.02			
25.0	17.5		362.08			
50.0	50.0		367.89			
72.0	-		371.57			
Disco Maior (Eixo)			375.12			
	71.5		376.30			
	-		378.28			

Já as órbitas dos discos menor e maior começam a apresentar ondulações em seu passeio pela folga, conforme pode ser visto na figura 9. Observa-se que a órbita do disco maior, por possuir uma grande inércia, tende a estabilizar o rotor em torno de sua linha de centro mantendo uma órbita mais estável, esse efeito se torna mais evidente à medida que a rotação aumenta. A órbita do disco menor, por outro lado, apresenta-se mais instável, por se localizar na ponta do

eixo próximo do mancal com folga onde a instabilidade do eixo tende a ser maior. O que se observa nessas órbitas é o exato comportamento do eixo quando submetido a uma folga elevada no sistema, um comportamento quase caótico que pode resultar em excitações de frequências naturais estruturais e possibilidade de uma falha do equipamento.

- FOLGA DE 0,21 mm:

O acompanhamento dos testes e simulações feitos até aqui mostram que quanto maior for a folga, maior e mais rápida será a ocorrência de uma falha grave, com um comprometimento de todos os componentes dos rolamentos e até do sistema rotativo.

O registro da resposta estrutural e do conjunto rotativo a uma folga dessa magnitude mostra uma relação clara entre a folga de um rolamento e a geração de frequências subsincronas, associadas a uma leve desaceleração do movimento giratório de translação, ou seja, uma transferência de energia para as velocidades de precessão retrogradadas devido aos impactos internos no rolamento.

As amplitudes dos picos subsincronos, exatamente nas frequências ressonantes da estrutura (17,5 e 25 Hz), se tornaram fortes e evidentes. A energia transmitida pela força excitadora aos picos subsincronos nesse caso é tão intensa que as amplitudes desses picos chegam a ser, em quase toda a desaceleração da máquina (figura 10), maiores que a própria força excitadora (que resulta de excentricidade, desbalanceamento residual, falta de perpendicularidade entre o eixo e os discos, etc). Como o processo de excitação dessas frequências naturais estruturais se dá através dos impactos da parte rotativa (rotor) na parte estacionária (pista externa do rolamento solidária à base), é natural que esses impactos continuem a excitar um amplo espectro de frequências naturais, como é o caso das frequências de 72 Hz na direção X e 53 Hz na direção Z (figura 10), porém, como pode ser observado, com uma amplitude menor que as observadas na figura 8.

No que se refere às órbitas registradas nos discos (figura 11), observa-se claramente agora um movimento de precessão retrogrado do conjunto rotativo provocado pela inversão do sentido de precessão em relação ao de rotação no ponto de impacto. A precessão reversa ocorre devido à força tangencial aplicada ao eixo no ponto de contato e é oposta à direção de rotação do eixo.

A observação das órbitas do disco menor mostram as epiciclóides formadas pelo movimento retrogrado do eixo a cada volta (poucas órbitas foram mostradas para facilitar a visualização e compreensão do movimento do eixo). Um exemplo clássico de formação de epiciclóides é o apresentado pelo movimento orbital de rotores de alta rotação devido a instabilidade em mancais

hidrodinâmicos, denominado “Oil-Whirl”, em que um “Loop” interno ou epiciclióide é formado na órbita do eixo com uma relação variando entre 0,40 e 0,49 da velocidade de rotação e vai deslocando-se com o movimento rotativo do eixo.

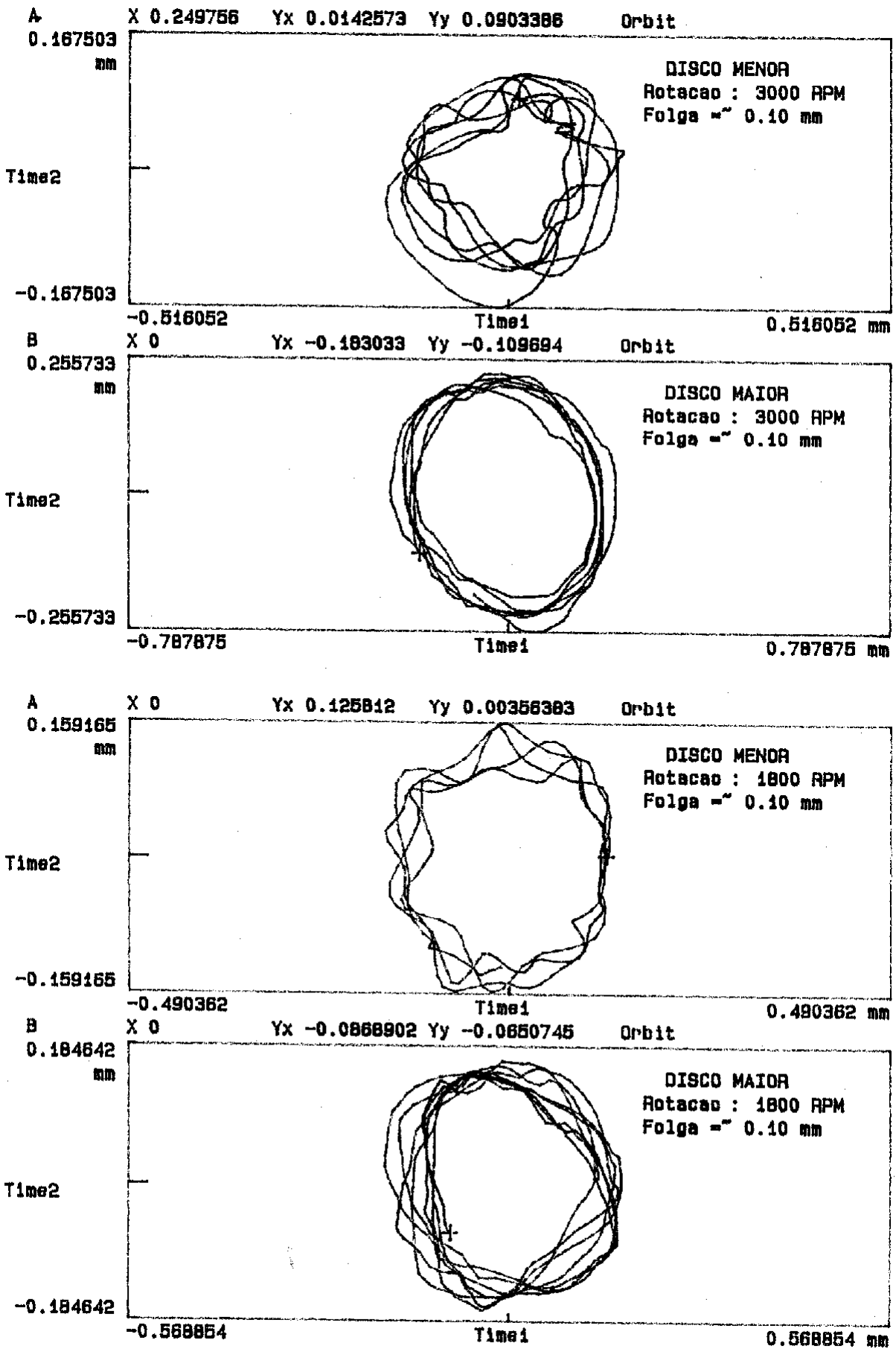
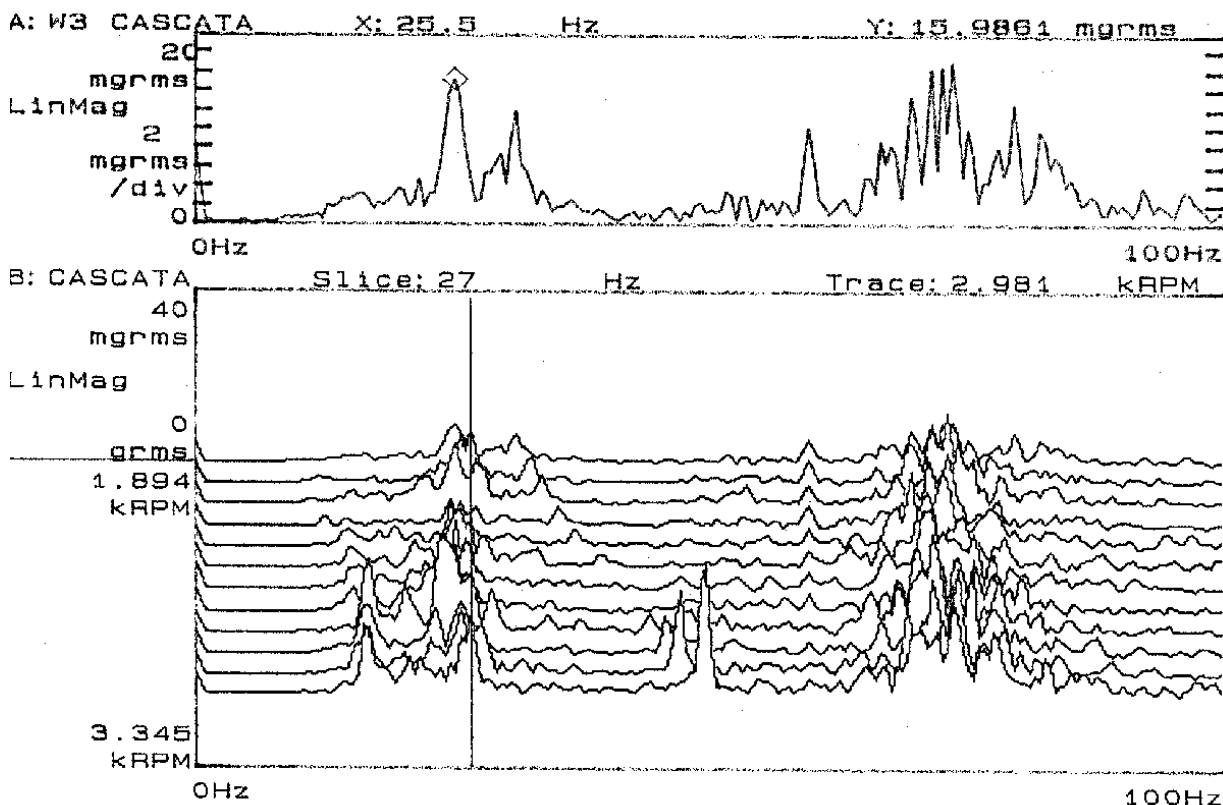


Figura 9

MANCAL SUPERIOR-FOLGA-~0.21mm
ACCELEROMETRO NA DIRECAO X



MANCAL SUPERIOR-FOLGA-~0.21mm
ACCELEROMETRO NA DIRECAO Z

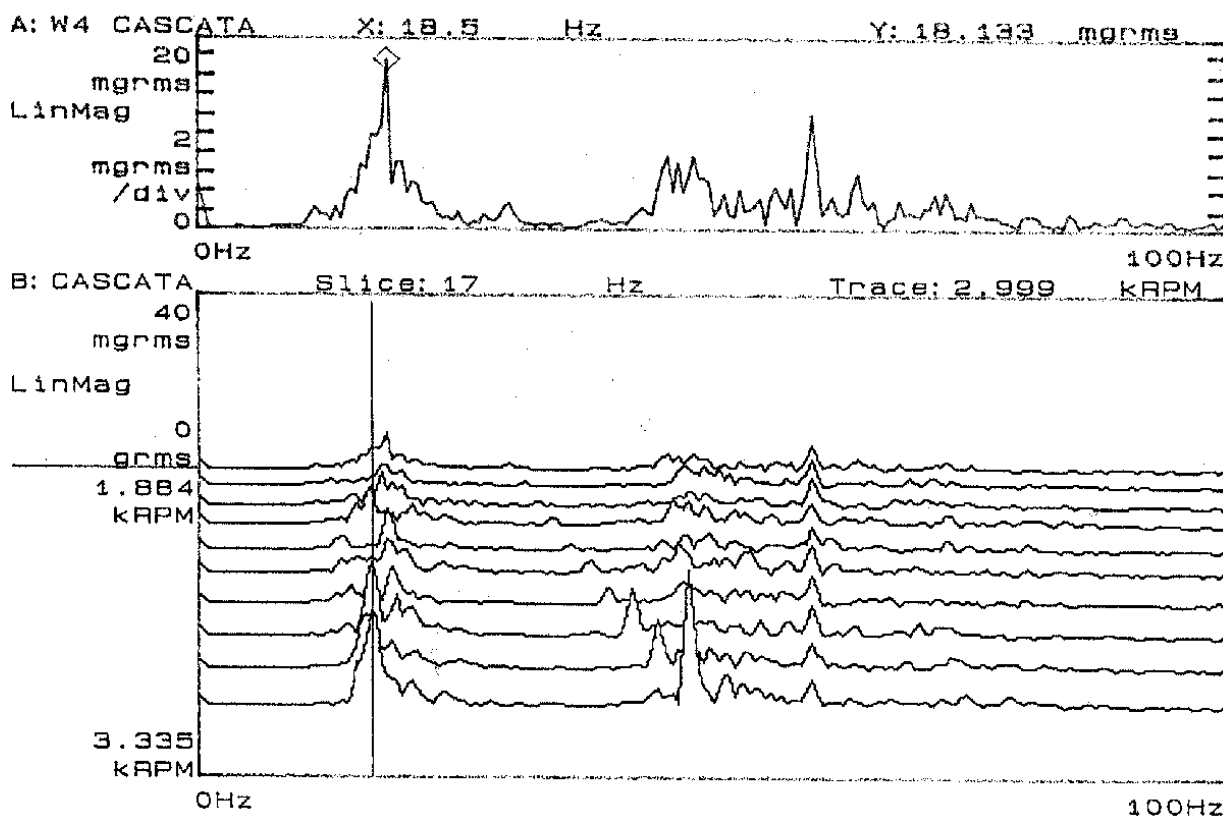


Figura 10

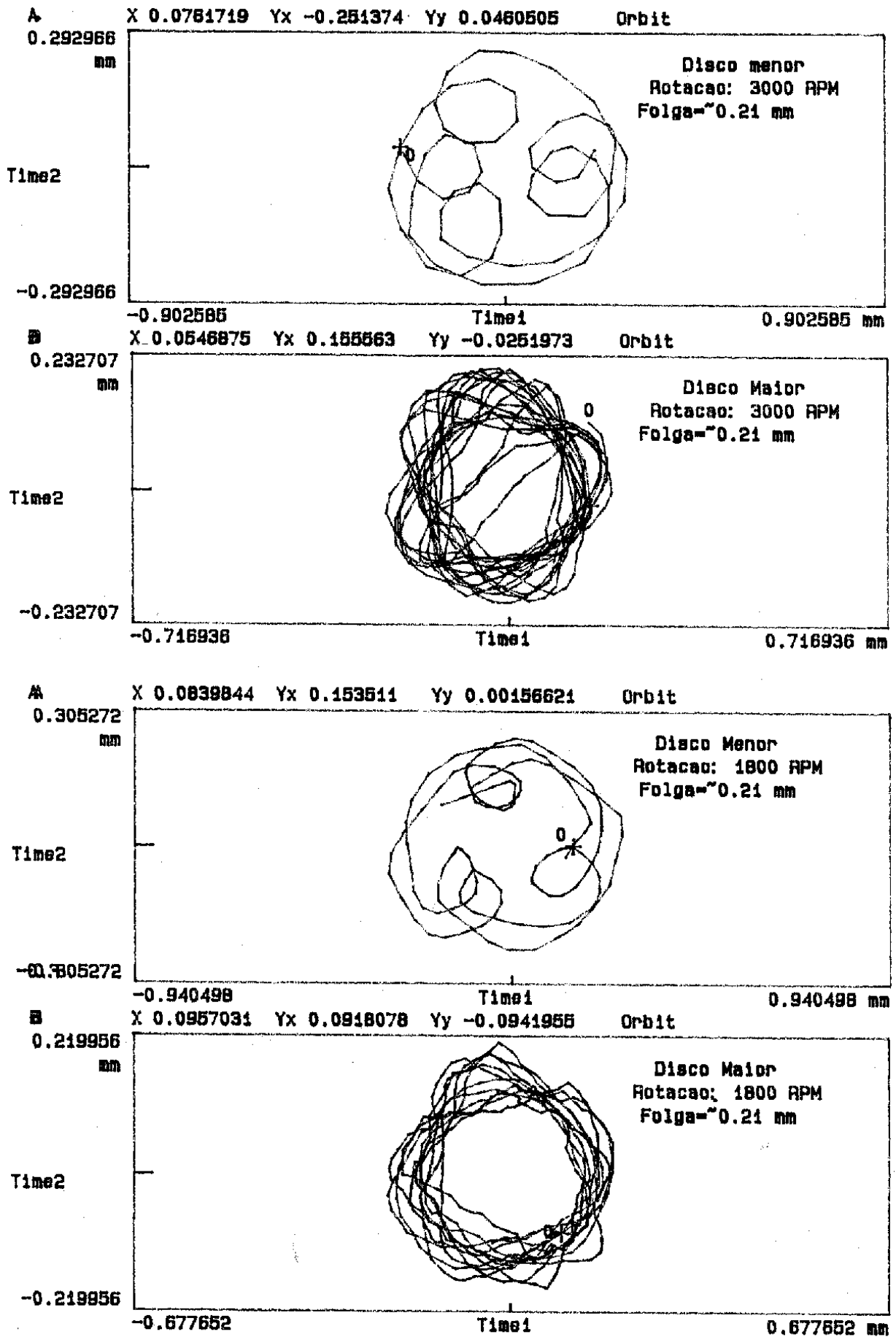


Figura 11

CONCLUSÃO:

Ficou evidente que a frequência de 2850 CPM, no problema original, era uma ressonância estrutural da base metálica de sustentação do motor que estava sendo excitada pela frequência subsíncrona gerada pelo movimento do rotor nas condições descritas no início desse artigo, ou seja, com uma folga anormal no mancal superior, gerada pela impossibilidade de deslocamento do eixo na direção do mancal de escora.

É de conhecimento geral que uma estrutura, independente do material no qual foi construída, possui infinitos graus de liberdade, portanto, pode ter infinitas frequências naturais. Na engenharia mecânica as frequências ressonantes mais comuns são as mais baixas, passíveis de serem excitadas por forças rotativas ou alternativas de baixa ou média intensidades. É até comum encontrarem-se em plantas industriais máquinas com níveis de vibrações elevados provocados por ressonâncias de base, tubulações ou outras partes do equipamento quando as mesmas estão próximas da velocidade de rotação da máquina ou um de seus harmônicos. Não é comum, por outro lado, observar ressonâncias subsíncronas serem excitadas em equipamentos rotativos, apenas em alguns casos especiais e sob determinadas condições de operação de máquinas com mancais de deslizamento acontece tal fenômeno, conhecido como “oil-whirl”. Observar este tipo de comportamento em máquinas com mancais de rolamentos então foi uma grande surpresa, dadas as raríssimas ocasiões em que tal fenômeno já ocorreu, o que portanto, estimulou o estudo de tal comportamento.

Os resultados obtidos mostraram que o estudo desenvolvido em laboratório para simular o problema original foi conclusivo e apresentou as respostas esperadas no que diz respeito aos objetivos práticos. O modelo experimental respondeu exatamente da mesma forma que a máquina original quando as folgas foram sendo introduzidas no mancal, apresentando a princípio suas frequências naturais síncronas e, à medida que a folga aumentava, os indícios da frequência natural estrutural subsíncrona começaram a surgir até se tornarem intensas, quando a maior abertura de folga foi ensaiada. Apesar das circunstâncias inesperadas em que esse problema se originou e reservado aqui a sua devida raridade, é passível de ocorrer em máquinas verticais com tais características e ficam aqui, portanto, registradas as suas possíveis causas e a forma como se apresentam.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS:

- 1- Tecvib Engenharia Ltda; “Relatórios Técnicos do Moto-Compressor C-4101-A” Camaçari-Ba, 1994/1995.
- 2- CASTRO, Alfonso Garcia; “Balanceamento de Rotores Flexíveis pelo Método dos Coeficientes de Influência”, Tese M.Sc., COPPE/UFRJ, 1986.
- 3- ROCHA, Renato de O.; “Modelagem e Simulação Computacional em dinâmica de Rotores via Método dos Elementos Finitos”, Tese M.Sc., COPPE/UFRJ, 1992.
- 4- Caderno de Atividade do Laboratório de Acústica e Vibrações em Dinâmica de Rotores, COPPE/UFRJ, 1993.
- 5- DEN HARTOG, Jacob Pieter; “Vibrações nos Sistemas Mecânicos”, Edgard Blucher/Editora da USP, 1972.
- 6- CHILDS, D.W.; “Turbomachinery Rotodynamics: Phenomena, Modeling, and Analysis”, Ed. John Wiley & Sons Inc., 1ª Edição, 1993.
- 7- TIMOSHENKO, S. & YOUNG, D.H.; “Vibration Problems in Engineering”, Den Van Nostrand Company, Inc., 3ª Edição, 1955.
- 8- ENRICH, F.F.; “High Order Subharmonic Response of High Speed Rotors in Bearing Clearance”, ASME Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, Vol. 110 n.1, pp. 9-16.
- 9- CHILDS, D.W.; “Fractional-Frequency Rotor Motion Due to Nonsymmetric Clearance Effects”, Transaction of the ASME, May 18, 1981.
- 10- ABRAMSON, H. N.; “Nonlinear Vibration Handbook”, Shock and Vibration, 2ª Ed., McGraw Hill.
- 11- GUPTA, P. K.; “Modeling of Instability Induced by Cage Clearance in Ball Bearings”, Tribology Transaction, Vol. 34 (1), pp. 93-99, 1991.
- 12- EHRICH, F. F.; “Subharmonic Vibration of Rotors in Bearing Clearance”, ASME Paper N° 66-MD-1, 1966.
- 13- DUBOWSKY, S.; FREUDENSTEIN, F.; “Dynamic Analysis of Mechanical System with Clearances”, Journal of Engineering for Industry, February 1971.

14- ROTMEF - VERSÃO I.I ; “Manual do Usuário”, CEPTEL-RJ, 1993

(TT062 - 12º Congresso Brasileiro de Manutenção)