

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO/COPPE/P.E.M.

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

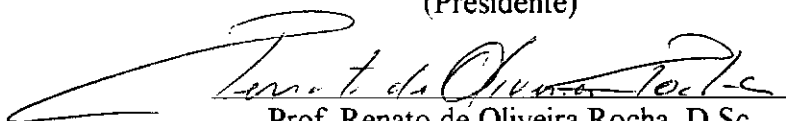
Charles Selassiel Silva de Matos

TESE SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DA COORDENAÇÃO DOS  
PROGRAMAS DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE  
FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS  
NECESSÁRIOS PARA OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM CIÊNCIAS EM  
ENGENHARIA MECÂNICA.

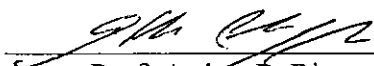
Aprovada por:



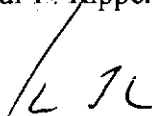
Prof. Moysés Zindeluk, D. Sc.  
(Presidente)



Prof. Renato de Oliveira Rocha, D.Sc.



Prof. Arthur P. Ripper Neto, Ph.D.



Prof. Hans Ingo Weber, D. Ing.

RIO DE JANEIRO-RJ - BRASIL  
MARÇO 1998

MATOS, CHARLES SELASSIEL SILVA DE

Estudos de Efeitos Dinâmicos Induzidos  
por Folga em Mancais de Rolamento em um  
Rotor Vertical [Rio de Janeiro] 1998

VI, 125 p. 29,7 cm (COPPE/UFRJ, M.Sc.,  
Engenharia Mecânica, 1998)

Tese – Universidade Federal do Rio de  
Janeiro, COPPE

1. Instabilidade de Rotores Verticais

I. COPPE/UFRJ

II. Título (Série)

## AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer a meus pais e irmãos por todo incentivo e apoio aos meus estudos. Em especial ao mano Wiriton Matos pelo incentivo e orientação dispensados durante todos esses anos.

Aos Profs. Moysés Zindeluk, Arthur Ripper e Renato Rocha pela orientação acadêmica e incentivo.

Aos amigos Mário Olavo, Marilda Dubok e Jeanne Barros, companheiros de longas horas de estudos e fieis incentivadores.

Aos amigos Luiz Mariano, Lucília Dantas, José Pereira, José Bismark, Angela, Junior, Iolanda, Carla, Cristovão, Eliane Hocayen, Grace, Janáina, Rodrigo Félix, Zemar Defellipo, Luvercí Azevedo, Gustavo Kuster, Alexandre Santos, Sanderson Pereira e todos aqueles que por um engano involuntário não estejam aqui, meus agradecimentos por esses anos de convivência e amizade.

Ao amigo Anderson pelo apoio nas pesquisas de laboratório. À Máisa, Vera e Renato pelo apoio acadêmico.

A todos aqueles que de forma direta ou indireta contribuíram para a elaboração desse trabalho.

À minha esposa Rita de Cássia por todos esses anos juntos e ao meu filho Vitor que chegou para preencher nossas vidas.

Resumo da Tese apresentada à COPPE/UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Mestre em Ciências (M.Sc.)

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

Charles Selassiel Silva de Matos

Março/1998

Orientadores: Moysés Zindeluk  
Renato de Oliveira Rocha

Programa de Engenharia Mecânica

O desenvolvimento deste trabalho foi motivado por um problema real ocorrido em uma planta industrial, onde o aumento da folga mecânica no mancal superior de um motor de eixo vertical gerou instabilidade dinâmica excitando frequências naturais do sistema de ordem subsíncrona, com níveis de vibração bastante elevados.

O presente trabalho divide-se em duas partes distintas: histórico do caso original e estudo experimental de um protótipo. O estudo experimental foi realizado em um rotor montado no Laboratório de Acústica e Vibrações do PEM/COPPE/UFRJ que tenta aproximar os aspectos relevantes da máquina real. Os resultados experimentais observados reproduzem os fenômenos observados no campo. Além disso, foi utilizada uma ferramenta computacional previamente desenvolvida (ROTMEF) para modelagem linear de sistemas rotativos via método dos elementos finitos, com intuito de auxiliar no projeto do rotor de acordo com os objetivos do trabalho, sendo também tentado com esse programa a simulação do problema não-linear.

Outro programa baseado em elementos finitos desenvolvido no laboratório para modelagem da estrutura e do eixo conjugados (MATMEF) foi também utilizado com o objetivo de associar as frequências naturais e seus respectivos modos.

Abstract of Thesis presented to COPPE/UFRJ as partial fulfillment of requirements for the degree of Master of Science (M.Sc.)

## STUDIES OF DYNAMICAL EFFECTS ON VERTICAL ROTORS DUE TO CLEARANCES IN BALL BEARINGS

Charles Selassiel Silva de Matos

March/1998

Thesis Advisors:    Moysés Zindeluk  
                             Renato de Oliveira Rocha  
Department:        Mechanical Engineering

This work was motivated by a real problem which occurred in an industrial plant, when an increase of clearance in the superior bearing of a vertical axis electrical motor generated unstable dynamical behavior, exciting sub-synchronous natural frequencies of the system to very high vibration levels.

Two different topics are presented: the case study and an experimental setup development and testing. The experiments were performed with a small rotor built at the Acoustics and Vibration Laboratory, COPPE/UFRJ, which tries to reproduce the relevant aspects of the real machine. The main phenomena observed in the field were successfully obtained. As an auxiliary tool for the experimental project, a computational model of the system was established, using a program previously developed aiming the dynamics of linear rotating systems by the finite elements method, (ROTMEF), where the simulation with non-linear bearing behavior was also tried.

The MATMEF code, developed in the Laboratory, was also used, to model the stator structure coupled with the rotor, in order to associate natural modes and frequencies.

# ÍNDICE

CAPÍTULO 1 INTRODUÇÃO.....	1
CAPÍTULO 2 – HISTÓRICO DO PROBLEMA ORIGINAL	
2.1 – Descrição Geral.....	5
2.2 – Histórico e Desenvolvimento da Análise do Problema Original.....	8
2.3 – Recomendações Finais.....	23
2.4– Conclusão.....	25
CAPÍTULO 3 – BANCADA EXPERIMENTAL UTILIZADA NAS SIMULAÇÕES	
3.1 – Descrição Geral.....	26
3.2 – Elementos Mecânicos da Bancada Experimental.....	28
3.2.1 – Rotor Experimental e Discos.....	28
3.2.2 – Rolamentos e Mancais Utilizados.....	31
3.2.3 - Acoplamento.....	35
3.3 – Instrumentos e Elementos de Medição.....	37
CAPÍTULO 4–SISTEMAS MECÂNICOS NÃO-LINEARES:REVISÃO TEÓRICA	
4.1 – Introdução.....	39
4.2 - Característica de Sistemas Mecânicos com Folga.....	39
4.3 - Considerações Sobre Instabilidade de Sistemas Mecânicos.....	46
4.2.1 – Análise Não-linear no Domínio do Tempo.....	50
4.2.2 – Análise Não-linear no Domínio da Frequência.....	52
4.4 – Revisão Bibliográfica.....	55
CAPÍTULO 5– LEVANTAMENTO EXPERIMENTAL E COMPUTACIONAL DOS PARÂMETROS MODAIS DO SISTEMA.....	64

5.1 – Introdução.....	64
5.2- Programas Utilizados para Modelagem e Simulação dos Sistemas Rotor/Mancais e Rotor/Mancais/Estrutura Sem Folga.....	64
5.2.1- Programa Rotmef.....	64
5.1.2- Programa Matmef.....	66
5.3- Experimento 1: Sistema Sem Folga.....	68
5.3.1 - Modelagem do Sistema Rotor/Mancais com o programa ROTMEF e Rotor/Mancais/Estrutura com o programa MATEMEF.....	68
5.4 – Levantamento dos Parâmetros Modais da Estrutura Estacionária – Modelagem Computacional e análise Modal.....	71-A

## CAPÍTULO 6 – ESTUDO DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DO SISTEMA COM FOLGA NO ROLAMENTO SUPERIOR DO ROTOR.....

6.1 - Introdução.....	87
6.2 - Experimento 2 : Sistema Com Folga.....	88
6.2.1 – Sistema Com Folga de 0,02 mm.....	90
6.2.2 – Sistema Com Folga de 0,10 mm.....	98
6.2.3 – Sistema Com Folga de 0,21 mm.....	110

## CAPÍTULO 7 – CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....

BIBLIOGRAFIA.....	126
-------------------	-----



# CAPÍTULO 1

## INTRODUÇÃO

São muitos os problemas de engenharia no setor industrial que despertam o interesse de pesquisadores na busca de respostas que possam solucioná-los com rapidez e confiabilidade e torná-las de conhecimento geral. A análise do comportamento dinâmico de sistemas rotativos e estacionários e a interação entre ambos, sempre constituiu um grande desafio para a engenharia mecânica. 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. O entendimento das características de tipos específicos de máquinas é importante para uma análise eficiente, podendo as informações correspondentes serem obtidas dos fabricantes ou em centros independentes de pesquisas, ou ainda através de experiências documentadas com máquinas similares. Nesse sentido, universidades e centros de pesquisas vêm desenvolvendo estudos e apoiando as empresas interessadas em contribuir de forma efetiva para esse tipo de trabalho e para a melhoria da qualidade de manutenção e produção.

Infelizmente no Brasil essa interação empresa/escola ainda se desenvolve de forma modesta, induzida pela própria origem da indústria nacional, em sua maioria formada por empresas multinacionais que, em geral, buscam soluções em seus países de origem, o que, de certa forma, deixa de incentivar a pesquisa local. O desenvolvimento de novas tecnologias e produtos nacionais que possam competir em um mercado globalizado com produtos de qualidade, além da preocupação com o meio ambiente, têm levado algumas empresas a solicitarem estudos e enviarem pessoal às universidades para treinamento e desenvolvimento de pesquisas. A importância e o incentivo a esse tipo de iniciativa é fundamental para a capacitação dos profissionais com o intuito de torná-los aptos a solucionar, orientar e desenvolver metodologias de solução dos diversos tipos de

problemas que os mesmos encontrarão mais adiante, ou que já estão efetivamente enfrentando.

A análise de vibração de máquinas não é uma tarefa fácil e não se consegue entender completamente cada medição ou facilmente prever o efeito de alterações ou uma falha iminente. O que a análise de vibrações fornece é uma importante ferramenta que permita uma visão adicional da dinâmica de uma máquina rotativa. No estudo aqui proposto, se fará uso dessa importante ferramenta de diagnóstico associada a recursos computacionais e de laboratório.

Do ponto de vista da engenharia, muitos equipamentos e ferramentas computacionais vêm sendo desenvolvidos de forma a facilitar e agilizar o diagnóstico e a correção dos problemas com a urgência exigida pelo setor industrial. Nesse aspecto, volta-se à importância da preparação de profissionais que possam entender o funcionamento, interpretar e recomendar as soluções necessárias para sanar os problemas, evitando-se assim o risco de percorrer caminhos mais difíceis, demorados e antieconômicos.

O trabalho aqui desenvolvido representa bem este tipo de iniciativa, pois tem como objetivo principal a capacitação técnica/profissional na área de vibrações mecânicas com ênfase na dinâmica de rotores.

O problema apresentado diz respeito a um caso real ocorrido em uma planta industrial, onde uma falha mecânica de origem e características desconhecidas gerou níveis extremamente altos de vibração em uma máquina de médio porte, colocando em risco o rendimento, segurança e integridade operacional do equipamento, além de toda a unidade produtiva. Uma série de análises e estudos foram desenvolvidos para diagnosticar e corrigir o problema, sendo apresentado no capítulo 2 o problema original e a forma como foi solucionado. Os resultados dessas análises convergiram para um tipo

de falha com aspectos de grande interesse prático para o estudo do diagnóstico de máquinas com características semelhantes à que será apresentada.

Nos capítulos subsequentes serão abordadas as diretrizes tomadas para simular o problema em laboratório, os resultados obtidos, e as conclusões tiradas ao final do estudo. Esse trabalho se divide em duas partes distintas, consistindo a primeira no histórico e conclusão do caso real, a segunda em ensaios sobre um modelo experimental adaptado de forma a se aproximar da situação encontrada na máquina real.

No capítulo 3 é feita uma breve descrição construtiva da bancada experimental e de seus elementos mecânicos, além dos instrumentos e elementos de medição utilizados.

O capítulo 4 apresenta de forma resumida uma revisão teórica do comportamento de sistemas mecânicos submetidos a folgas e suas características, e algumas considerações sobre a instabilidade de sistemas mecânicos, incluindo a revisão bibliográfica do assunto.

A parte de desenvolvimento computacional será comentada no capítulo 5, tendo sido utilizados dois programas para modelagem por elementos finitos: um para o sistema rotor-mancais, e outro para a estrutura externa não-rotativa do modelo experimental. O programa ROTMEF [30] foi desenvolvido como produto de uma tese de mestrado, ROCHA [5], realizada em cooperação da COPPE/UFRJ com o CEPEL (CENTRO DE PESQUISAS DE ENERGIA ELÉTRICA/ELETROBRÁS). Esse programa permite modelar um sistema rotor/mancais a partir do método dos elementos finitos para cálculo da resposta natural e forçada do sistema. O MATMEF, HANSEN [30], foi utilizado com o objetivo de calcular os modos e frequências naturais da estrutura estacionária afim de relacioná-los com modos naturais da parte rotativa e identificar aqueles que seriam de interesse para o estudo.

Devido à necessidade de se conhecer o comportamento real do modelo experimental no que diz respeito às suas frequências naturais, realizou-se a análise modal da estrutura. Os resultados são apresentados ao final do capítulo, consistindo de um conjunto de espectros com toda a estrutura mapeada e suas frequências catalogadas.

No capítulo 6 será apresentado todo o estudo realizado através da análise de sinais na bancada experimental (estrutura e rotor) e as características dinâmicas desses sinais quando o equipamento foi operado com folga no mancal superior do rotor. Inicialmente registraram-se os sinais espectrais do sistema sem folga para conhecer sua condição original, sendo posteriormente realizados ensaios com folgas variadas.

No capítulo 7 serão apresentadas as conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

## CAPÍTULO 2

### ESTUDO DO PROBLEMA ORIGINAL

#### 2.1 - DESCRIÇÃO GERAL:

Todos os dados utilizados neste capítulo são baseados na referência [1]. Trata-se da análise, do relato da evolução e da solução do problema que originou o tema de pesquisa desta dissertação.

A TECVIB ENGENHARIA, empresa que atua no ramo de análise de vibrações foi solicitada em janeiro de 1994 pela POLITENO S/A, sediada no Pólo Petroquímico de Camaçari, Bahia, produtora de polietileno, a desenvolver a análise de vibrações de um moto-compressor cujas características são descritas a seguir e cujo esquema é mostrado na Figura 2.1 e nas Figuras 2.2 e 2.3.

#### MOTOR ELÉTRICO:

Fabricante : SIEMENS

Modelo : 1RQ7351.2

Potência : 220 kW

Rotação : 3572 rpm

Rolamentos : LOA - 7313 B<sup>1</sup>

LA - 6216 C3

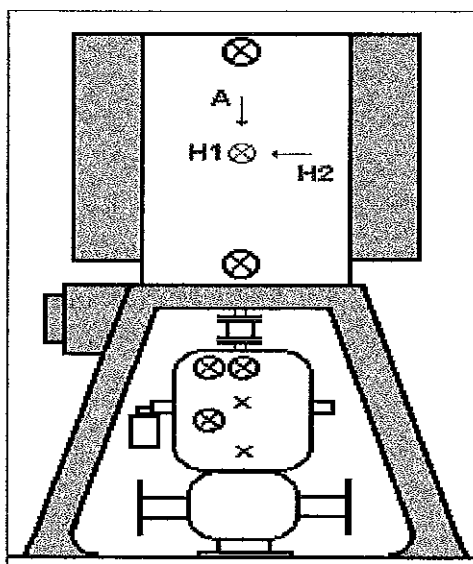


Fig. 2.1 – Esquema do moto-compressor.

Frequência natural do induzido (medida pela Tecvib) : 8298 CPM (138,3 Hz)

<sup>1</sup> LOA – Lado oposto ao acoplamento – Rolamento de uma carreira de esfera de contato angular  
LA – Lado do acoplamento – Rolamento rígido de esfera com folga interna radial C3.



Fig. 2.2 – Moto-compressor 4101-A

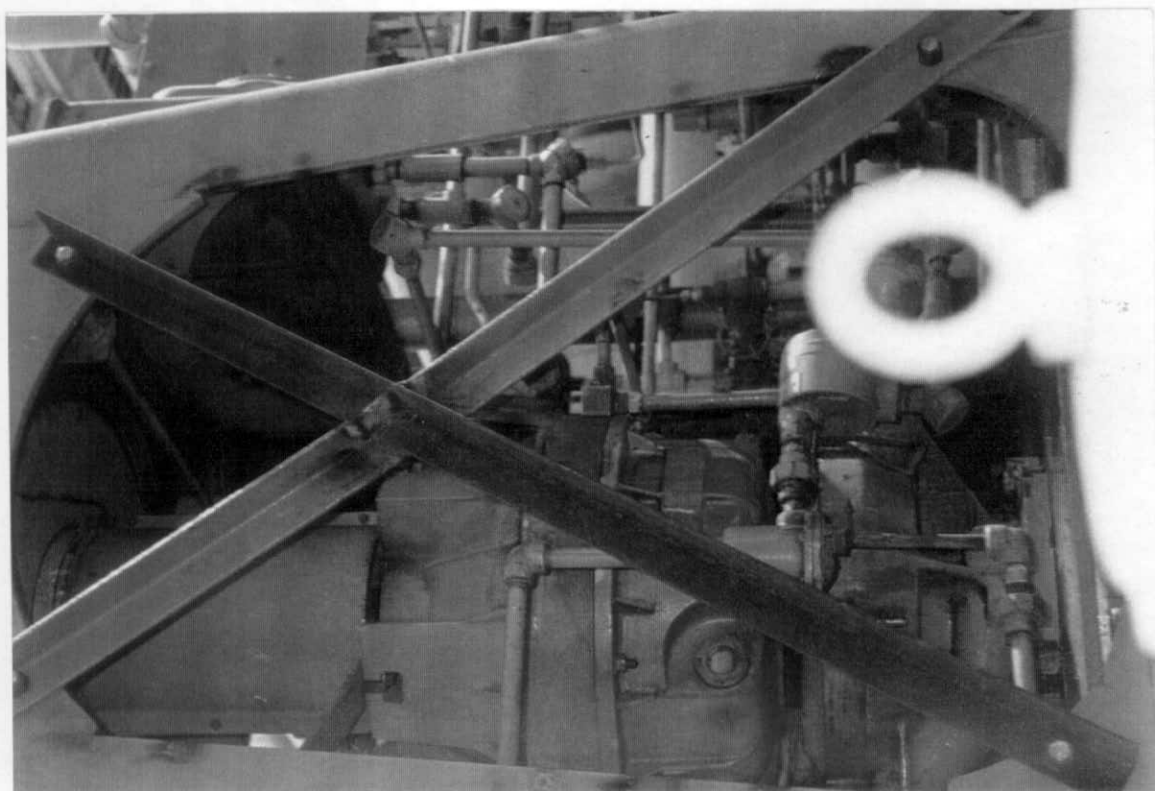


Fig. 2.3 – Detalhe da base do motor

COMPRESSOR :

Fabricante : SUNDYNE  
Modelo : LMC - 331P  
Velocidade de  
Rotações : Entrada : 3572 rpm  
Interm. : 8037 rpm  
Saída : 18266 rpm

Nº de dentes da caixa multiplicadora de engrenagens :

Coroa - eixo entrada : 117  
Pinhão - eixo intermediário : 52  
Coroa - eixo intermediário : 125  
Pinhão - eixo saída : 55

Velocidades críticas de projeto : 1ª - 3206 rpm  
2ª - 24950 rpm

Potência : 157 kW

Gás : Etileno

Parâmetros da Sucção :

Pressão : .....33,0 Kgf/cm<sup>2</sup>  
Temperatura : ..... 45° C  
Compressibilidade : ...0,831  
Volume de entrada : ..302,8 m<sup>3</sup>/h

Parâmetros da Descarga :

Pressão : ..... 43,9 Kgf/cm<sup>2</sup>  
Temperatura :..... 77° C  
Compressibilidade :... 0,842  
Surge Estimado :..... 212,2 m<sup>3</sup>/h  
Head Adiabático :... 22.966 Nm<sup>3</sup>/Kg

**2.2 - HISTÓRICO DO PROBLEMA:**

O equipamento vinha operando normalmente desde a última análise efetuada pela TECVIB em março de 93, após a instalação de válvula de controle de pressão na sucção e correção de “pé manco”<sup>2</sup> no compressor.

Em janeiro de 94 ocorreram paradas por atuação do sistema de proteção contra vibração excessiva, o que levou a POLITENO a solicitar uma nova análise para avaliação das condições mecânicas e determinação das medidas a serem adotadas para corrigir eventuais problemas em evolução.

Foram efetuados registros de frequências e amplitudes de velocidade de vibração nas direções H1, H2 e axial (ver Fig. 2.1) dos mancais do motor e do compressor , e de deslocamento do eixo do compressor durante operação com carga normal. Na ocasião constatou-se que os níveis globais de vibração eram satisfatórios para a operação contínua, não tendo ocorrido alterações apreciáveis com relação às amplitudes de velocidade registradas em março de 93. Verificou-se também que os níveis globais de deslocamento das vibrações do eixo do compressor eram aceitáveis para operação contínua, tendo ocorrido uma redução da ordem de 19% com relação aos valores medidos em março de 93. Durante essa análise ocorreram duas paradas do equipamento

---

<sup>2</sup> “Pé-manco” é a falta de paralelismo entre os pés da máquina ao apoiá-la sobre a base.



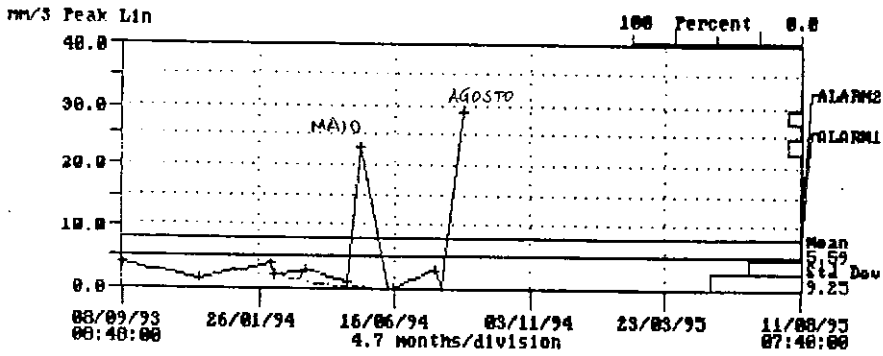
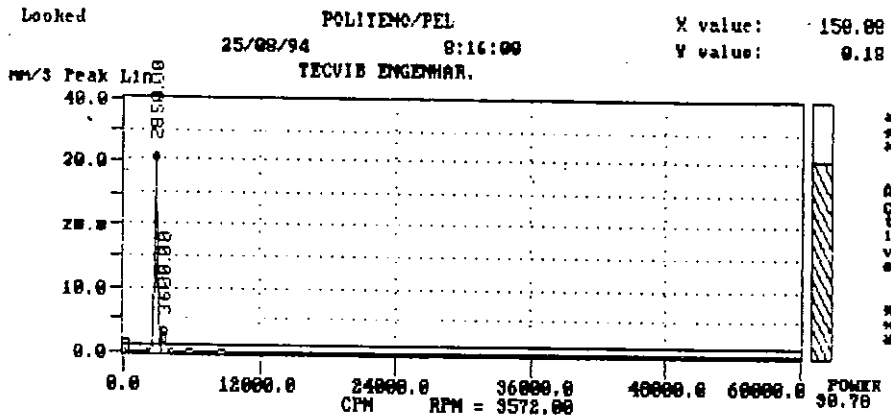
por ação do sistema de proteção sem que fossem observadas elevações anormais das vibrações ou indicação de alarme no sistema de monitoração instalado no equipamento.

Neste momento não havia evidências da existência de defeitos mecânicos em evolução na máquina. Os desarmes poderiam estar associados à falha do sistema de proteção ou sobrecarga de corrente no motor, uma vez que a corrente com carga normal está muito próximo da permitida. O equipamento foi mantido em operação contínua recomendando-se, contudo, que fosse realizada uma verificação dos sistemas de proteção.

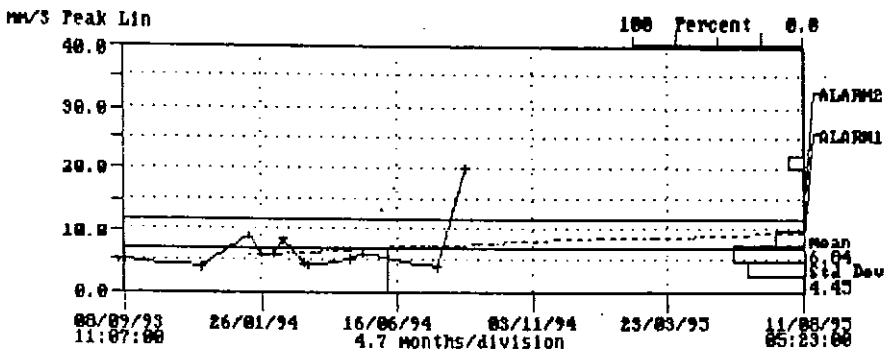
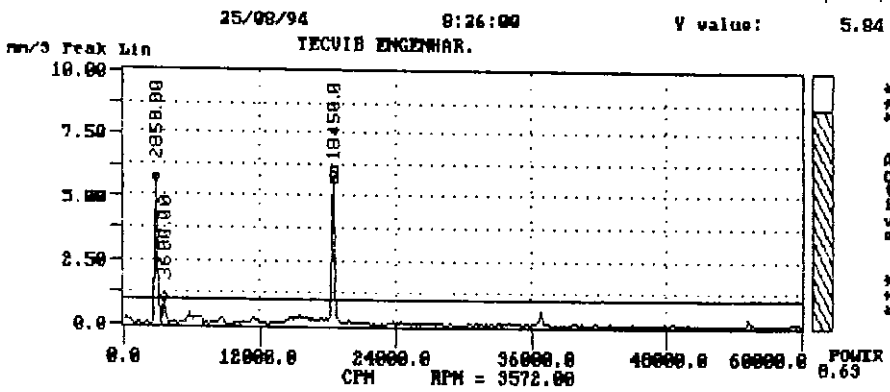
Em maio de 94 ocorreu uma elevação abrupta dos níveis de vibração sem motivo aparente (Figura 2.4) com amplitude máxima de 23 mm/s-pico na frequência de 2850 CPM. Foi solicitada a parada do equipamento para inspeção visual do acoplamento e para teste do motor desacoplado. Constatou-se que a componente de 2850 CPM desapareceu ao girar o motor em vazio. Ao acoplar novamente, a vibração global caiu para os níveis normais e a componente de 2850 CPM desapareceu.

O equipamento permaneceu em operação contínua até agosto de 94, quando a vibração voltou a se elevar apresentando as mesmas características anteriores. Uma nova análise foi realizada pela TECVIB, sendo efetuada as seguintes medições e inspeções:

- Registros de frequências e amplitudes de velocidade de vibração nos mancais do motor e do compressor, na base metálica e no suporte da caixa de ligação dos sensores de temperatura. Esses registros foram efetuados tanto com o compressor C-4101-B (vizinho) parado quanto operando em paralelo nas seguintes condições:
  - .Durante operação com carga normal;
  - .Na desaceleração do conjunto;



Description: VID MOTOR MM/S-P  
 MACHINE: C-4101A TRAIN: COMPRESSOR CENT. 2 Vertical  
 POINT ID: MTR-BU Point: 00822 RPM = 3600.00



Description: VID COMPRESSOR MM/S-P  
 MACHINE: C-4101A TRAIN: COMPRESSOR CENT. 2 Vertical  
 POINT ID: COMP-CU Point: 00827 RPM = 3600.00

Fig. 2.4 – Espectros e tendências da vibração no mancal LA do motor e compressor

.Em novo teste com o motor desacoplado (ver Fig.2.5).

- Registro de voltagem de GAP<sup>3</sup> e das frequências e amplitudes de deslocamento das vibrações de eixo do compressor nas condições abaixo:
  - . Durante operação com carga normal, com o compressor C-4101-B parado e operando em paralelo;
  - . Durante a aceleração;
- Registro dos dados operacionais do grupo durante a análise;
- Inspeção visual e registro das frequências naturais da base metálica do motor;
- Determinação da frequência natural do induzido através de análise modal por aplicação de impactos na condição “free-free”.

Foi constatado que os níveis de vibração eram inaceitáveis no motor e no compressor, conforme pode ser visto nos espectros da Figura 2.5, com amplitudes máximas de 52,64 mm/s-pico a 2834 CPM e 4,93 mm/s-pico a 3581 CPM na direção H2 do mancal superior do motor; 21,3 mm/s-pico a 2831 CPM, 4,3 mm/s-pico a 3581 CPM e 3,02 mm/s-pico a 18422 CPM na direção H1 do mancal superior do compressor e 182,6 mm/s-pico a 2819 CPM no suporte da caixa de ligação dos sensores de temperatura do compressor.

O teste de excitação da estrutura metálica da base do motor para identificação de suas frequências naturais registrou os seguintes valores: 1303, 2893 e 3711 CPM no plano horizontal na direção H1 e 1172, 2895, 3714 CPM no plano horizontal na direção H2. Essas frequências são próximas nas direções H1 e H2 devido à simetria da base metálica.

---

<sup>3</sup> Leitura de GAP monitora o deslocamento axial do eixo do compressor para acompanhar o desgaste do mancal de escora.

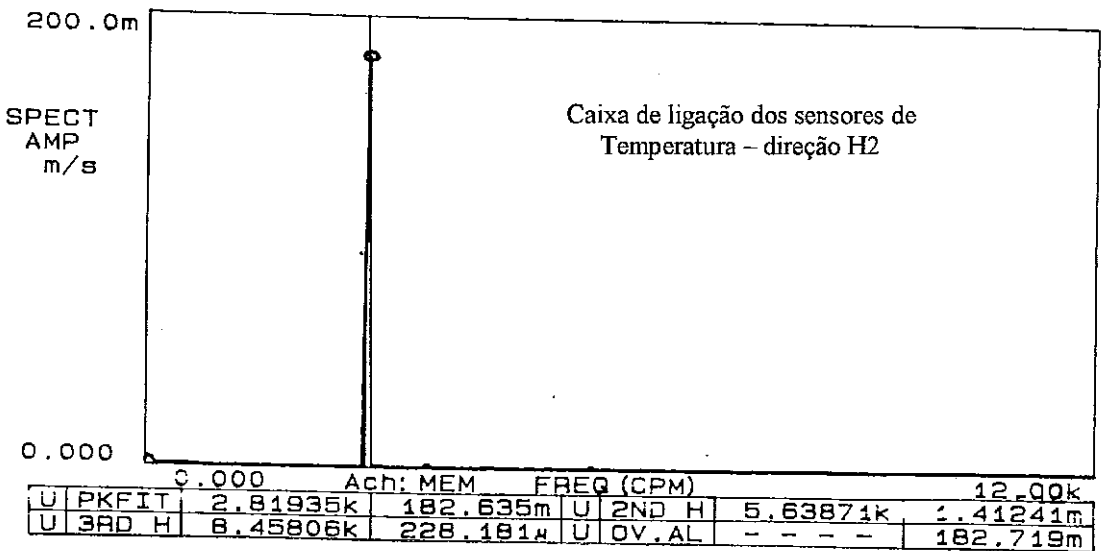
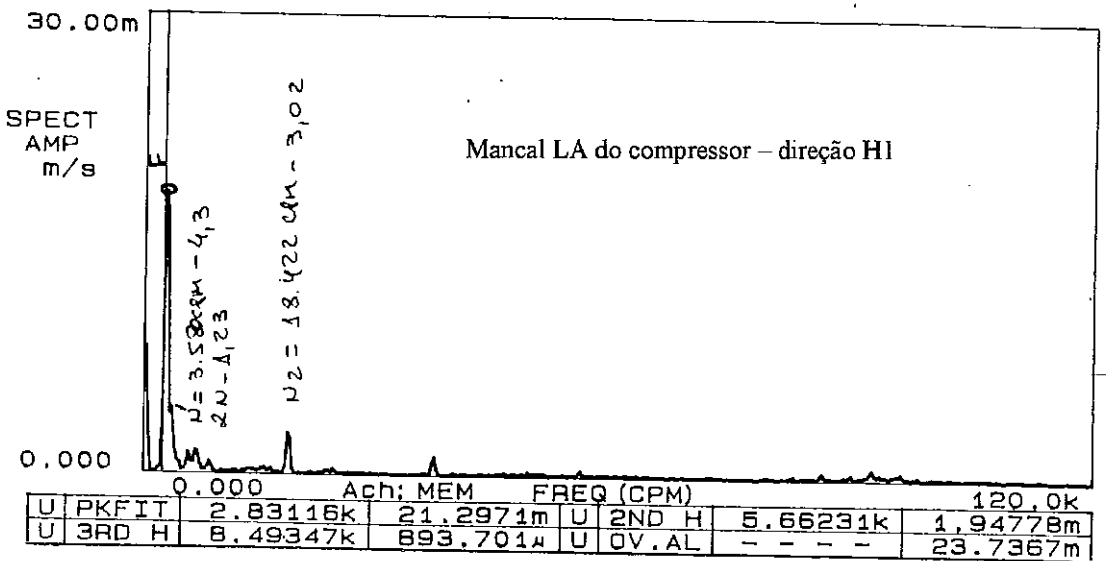
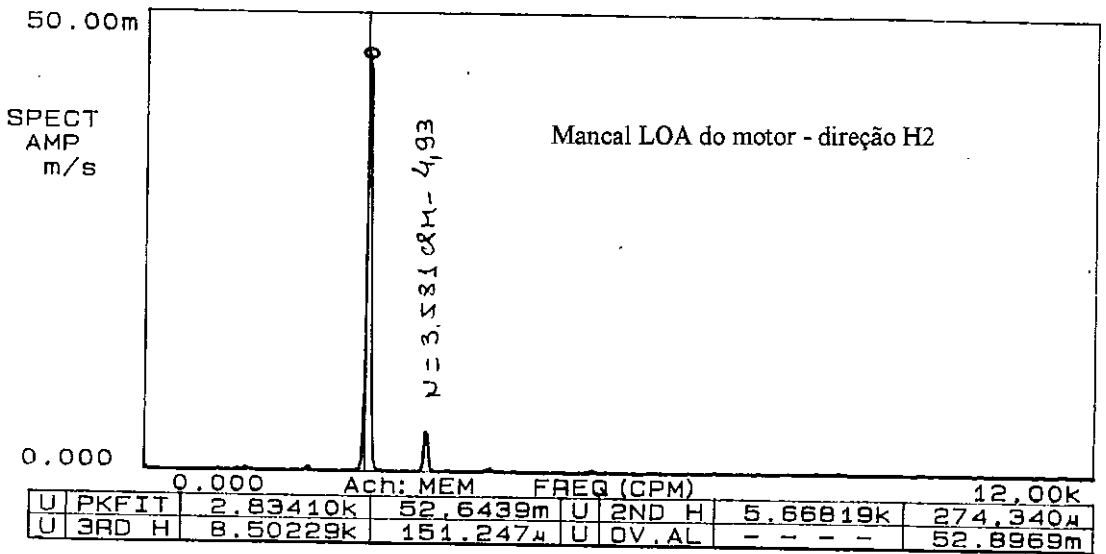


Fig. 2.5 - Espectros do motor, compressor e caixa dos sensores de temperatura

O nível global de deslocamento da vibração do eixo do compressor era ainda aceitável, com amplitude máxima de  $51,07 \mu$  pico-a-pico a 18381 CPM no canal B com o moto-compressor C-4101-B parado e  $40,18 \mu$  pico-a-pico a 18421 CPM operando (Figura 2.6).

Durante a desaceleração a amplitude de velocidade da vibração tomada na direção H1 do mancal inferior do motor sofreu uma acentuada elevação na frequência de 2922 CPM, próxima à 1ª frequência natural da base metálica.

Na aceleração as amplitudes de deslocamento da vibração de eixo tomadas no canal B do sistema de monitoração do moto-compressor (modelo Bently Nevada) sofreram elevações acentuadas nas frequências de 2955 CPM (próxima da 1ª frequência natural da base metálica); em 3344 CPM, que corresponde à 1ª velocidade crítica do eixo do compressor e 18403 CPM referente à rotação de operação do compressor (Figura 2.7).

Durante a operação do motor desacoplado (Figura 2.8) as vibrações permaneceram inaceitáveis para operação contínua, com amplitude máxima de 28,13 mm/s-pico a 2865 CPM na direção H1 do mancal inferior e 22,94 mm/s-pico a 2865 CPM na direção H2. Este fato isentou o compressor como fonte de instabilidade do sistema, uma vez que os níveis permaneceram elevados mesmo após desacoplamento entre o motor e compressor.

As vigas em L da base metálica (ver Figura 2.9) apresentavam deflexões acentuadas próximas à chapa inferior da base e sob a superfície de apoio do motor. Observou-se que a chapa inferior da base metálica apresenta deflexões importantes na direção H2 próximo às zonas de fixação das vigas L. Ao receber impactos com martelo de aço houve emissão de sons que indicaram deficiência de enchimento da base com concreto.

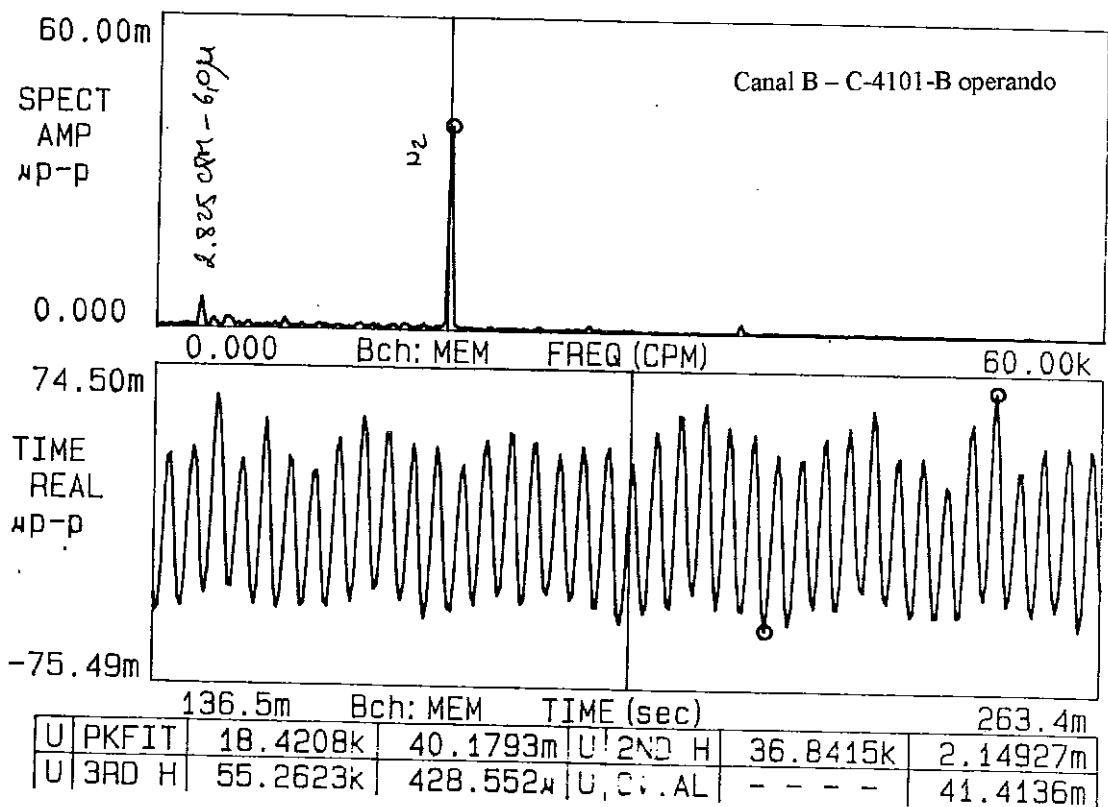
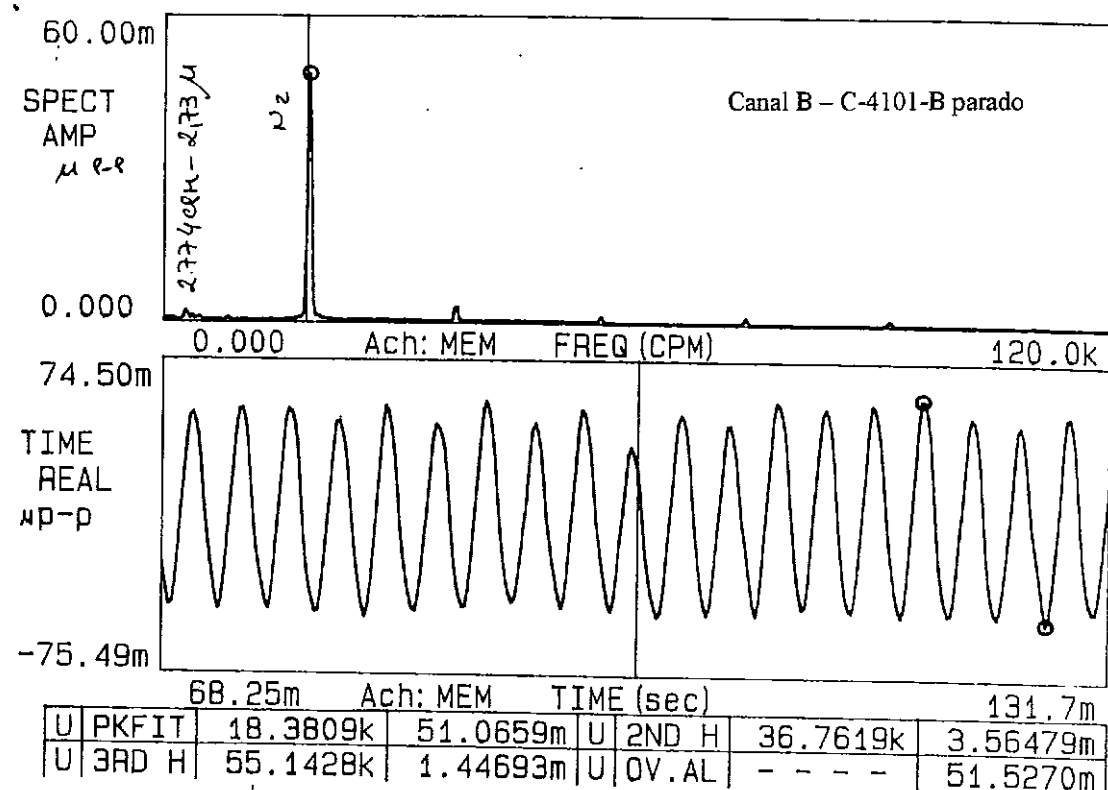


Fig. 2.6 - Vibração do eixo de saída do compressor C-4101-A

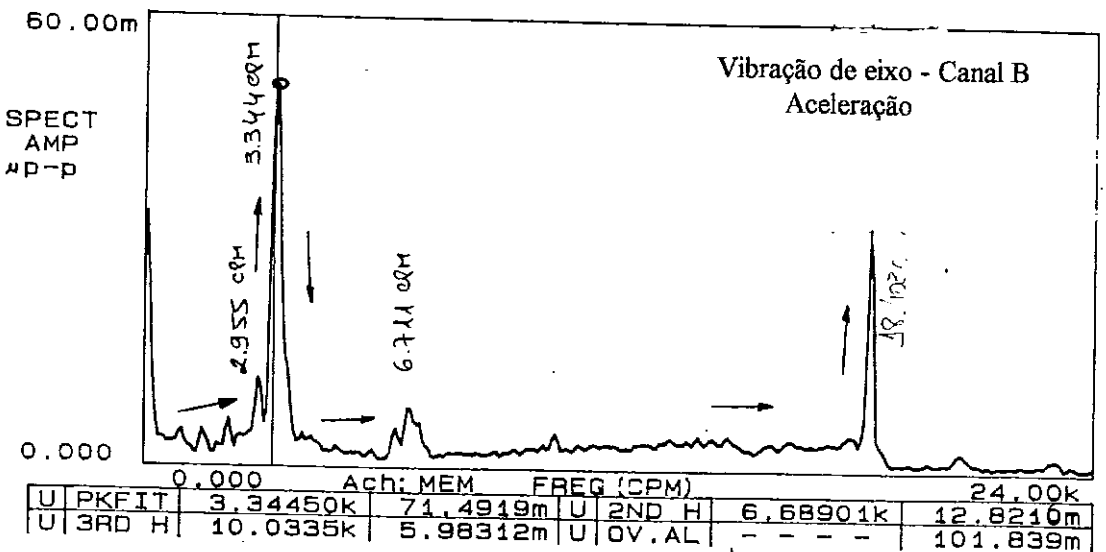
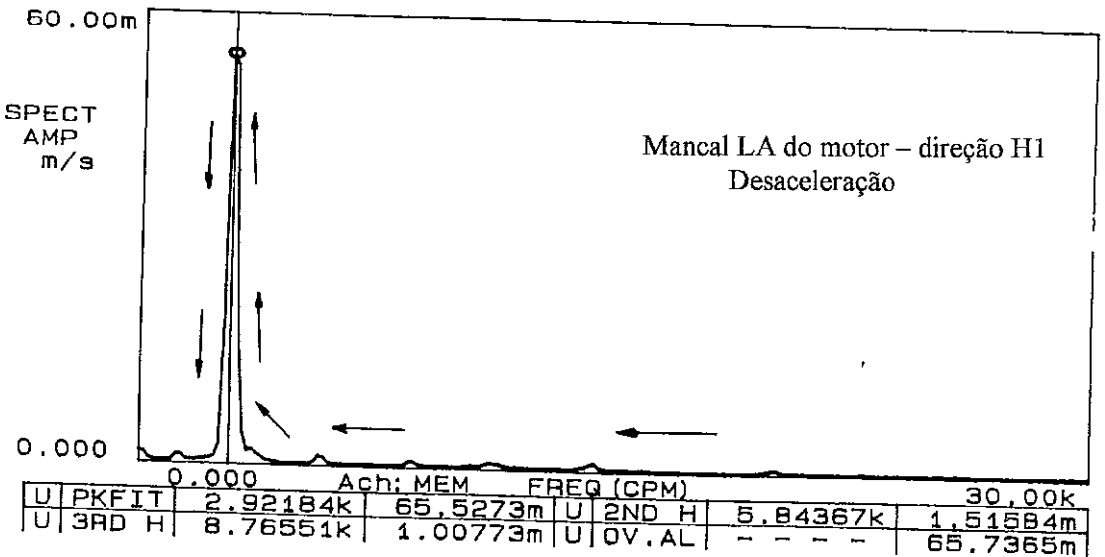
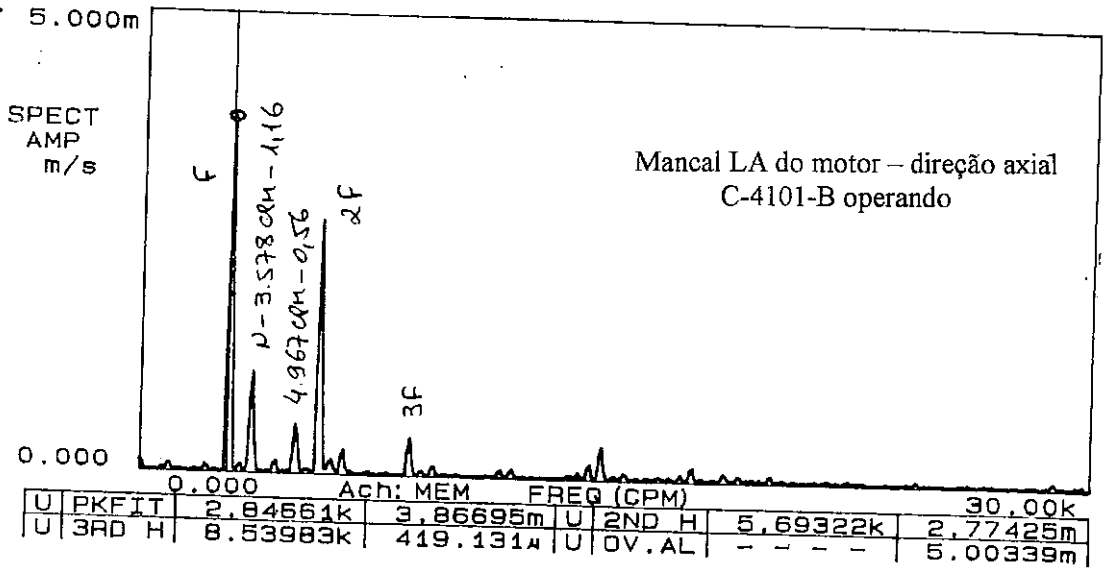


Fig. 2.7 - Espectro do mancal LA do motor e vibração de eixo do compressor

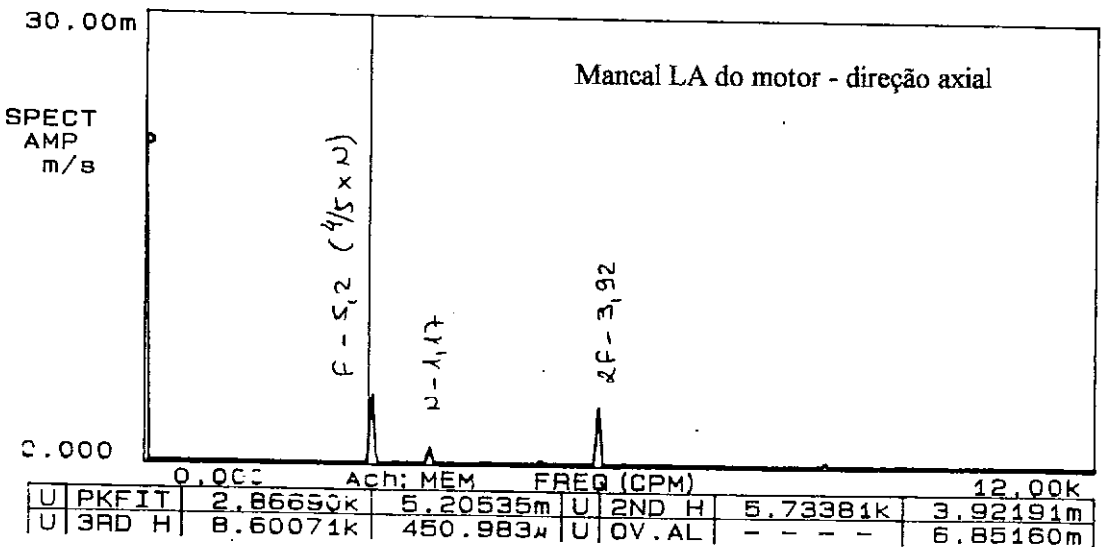
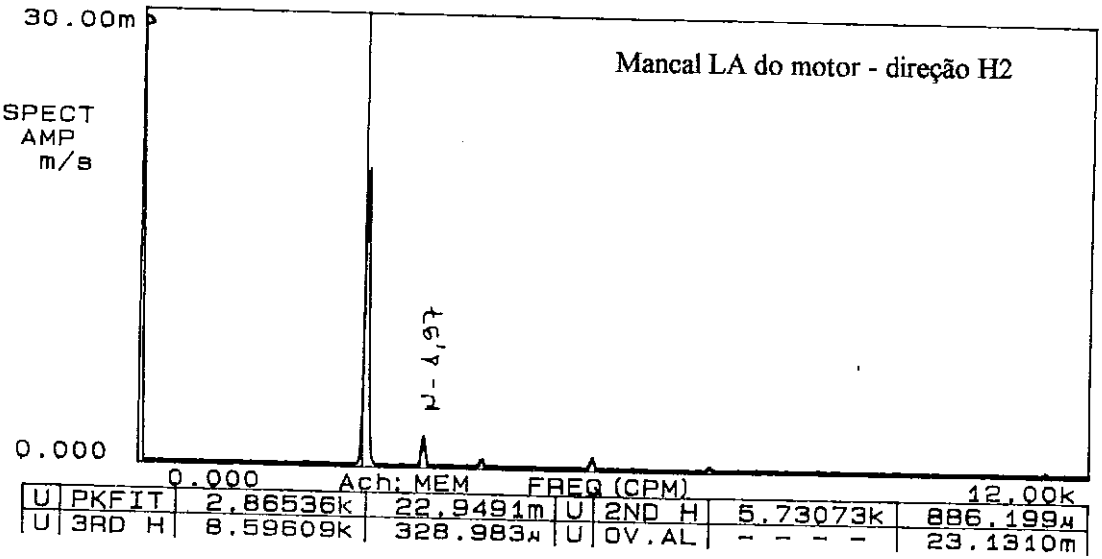
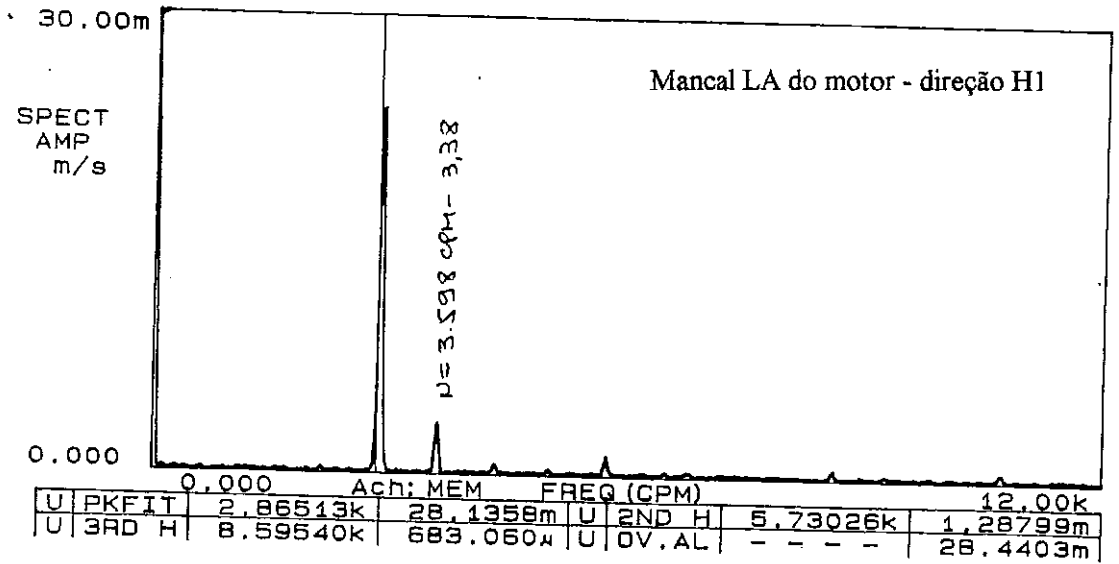
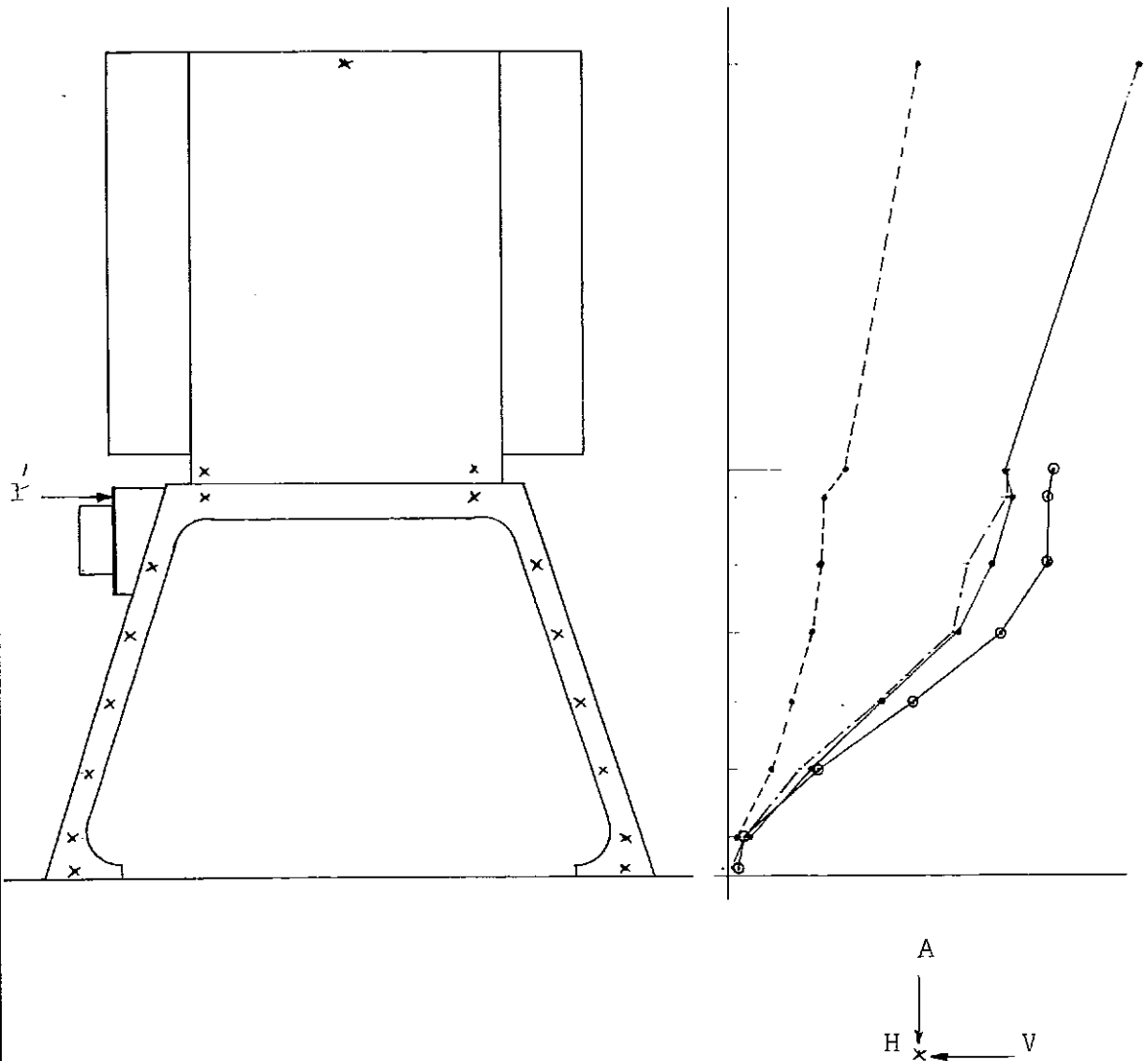


Fig. 2.8 - Vibração do mancal LA do motor operando desacoplado



DEFLEXÃO DA CARÇAÇA DO MOTOR E BASE METÁLICA C-4101A NA  
FREQUÊNCIA DE 2.850 CPM



LEGENDA:

- LADO ESQUERDO DIREÇÃO HORIZONTAL
- LADO ESQUERDO DIREÇÃO VERTICAL
- LADO DIREITO DIREÇÃO VERTICAL
- LADO DIREITO DIREÇÃO HORIZONTAL

Fig. 2.9 - Deflexão da carcaça e base metálica do motor na frequência de 2850 CPM

A 1ª frequência natural do eixo induzido do motor medida na condição de ensaio “free-free”, através da excitação por impacto com martelo de ponta de nylon foi de 8298 CPM. Esse eixo induzido tem um comprimento total de 1,86 m e pesa aproximadamente 300 Kg, sendo seu núcleo formado por um pacote de laminas de aço-silício prensadas em uma gaiola de alumínio e introduzida no eixo sob interferência (Ver Figura 2.10 na página seguinte).

A TECVIB concluiu, após esta análise (agosto de 94), que os altos níveis de vibrações do motor e compressor poderiam ser decorrentes de instabilidade, folga excessiva entre rolamento e tampa no mancal superior ou atrito, associados à ressonância da base metálica do motor na frequência de 2850 CPM. Outra possível causa do problema poderia ser a redução da carga axial do rolamento superior devido à dilatação térmica do eixo na direção desse mancal em decorrência de folga axial insuficiente entre o rolamento inferior e o batente da tampa do motor (Fig. 2.11).

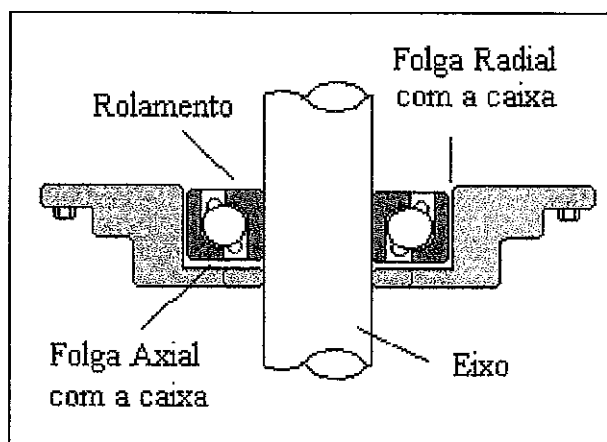
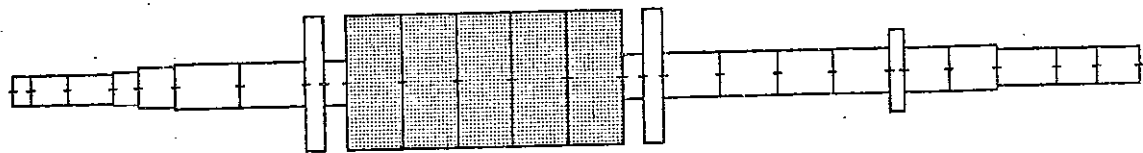


Fig. 2.11 – Esquema da caixa de mancal inferior do motor (tampa).

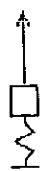
A inspeção feita no motor após a referida análise indicou que :

- Os ajustes entre os rolamentos e a tampa do motor estavam muito próximos do limite inferior recomendado pelo fabricante, conforme mostrado na tabela 2.1:

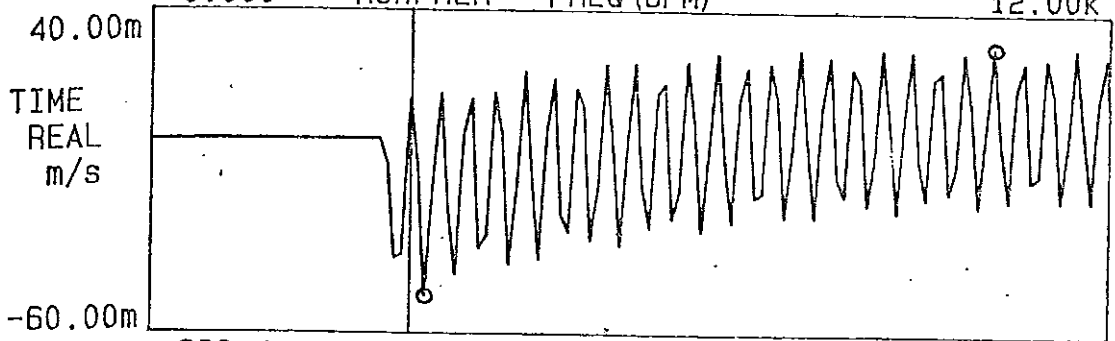
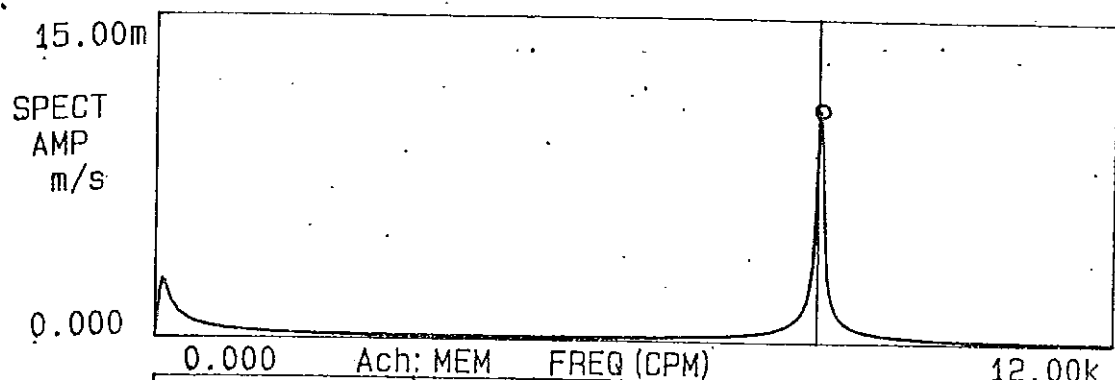
# MOTO-COMPRESSOR C4101-A



Núcleo



Induzido do Motor



		932.4m	Ach: MEM	TIME (sec)	1.182	
U	PKFIT	8.29839k	15.6189m	U	2ND H	.16.5968k
U	3RD H	24.8952k	- - - -	U	OV.AL	- - - -
						17.7670m

Fig. 2.10 – Frequência natural do induzido registrada no modo “free-free” pela TECVIB

Especificação dos Rolamentos	Diâmetro dos rolamentos (mm)	Diâmetro das tampas (mm)	
		Recomendado	Encontrado
LA - 6216 C3	139,9794	139,9997	139,985
	139,9997	140,0251	
LOA - 7313 B	139,9794	139,9997	139,990
	139,9997	140,0251	

Tabela 2.1 - Ajustes encontrados nos rolamentos do motor.

- Não foram encontradas marcas indicativas de atrito entre componentes rotativos e estacionários.

Após essas observações a TECVIB recomendou os seguintes serviços com o intuito de solucionar o problema:

- Refinar o balanceamento do conjunto rotativo do motor;
- Fazer furos de 1/2" em algumas áreas da base metálica e injetar nata de cimento para preencher os espaços vazios;
- Elevar as frequências naturais da base metálica através de reforços do suporte dos perfis L das colunas de sustentação do motor.
- Verificar se a folga entre o batente axial da caixa de mancal (tampa) e o rolamento inferior do motor era suficiente para absorver a dilatação térmica do eixo.

A POLITENO optou por executar estas recomendações por etapas e solicitou análise de vibração após a execução de cada recomendação proposta, com o objetivo de identificar a causa real do problema.

Foram registradas as frequências e as amplitudes de velocidade de vibração nas direções H1, H2 e axial dos mancais do motor durante operação desacoplado e acoplado com carga e também no mancal superior do compressor durante a operação com carga, nas situações abaixo:

1 ⇒ Motor desacoplado e acoplado com carga após fechamento dos perfis da base metálica do motor;

2 ⇒ Acoplado com carga nas mesmas condições acima após parada devido a aquecimento anormal do rolamento superior do motor (atingiu 80°C segundo informação do operador);

3 ⇒ Nas mesmas condições acima após aumento da carga e colocação de graxa no mancal inferior do motor;

4 ⇒ Após reposição das vigas L de reforço provisório colocadas anteriormente por solicitação da TECVIB. Durante esta análise o motor apresentou um odor anormal e fumaça, o que motivou nova parada para verificação de possível atrito entre o rotor e o estator;

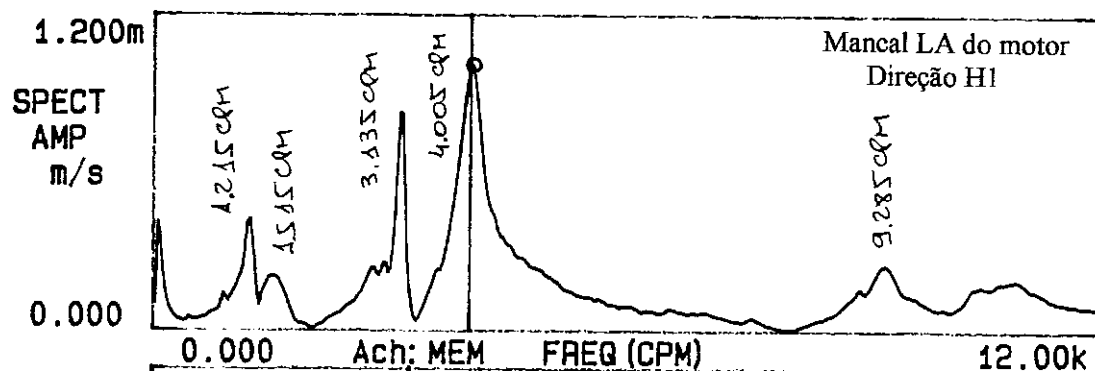
5 ⇒ Sem as vigas L e após substituição dos rolamentos, cromagem do eixo na seção do rolamento superior e balanceamento do conjunto rotativo;

6 ⇒ Após reforço definitivo da base metálica com vigas L aparafusadas em X nas duas laterais usadas anteriormente para os reforços provisórios.

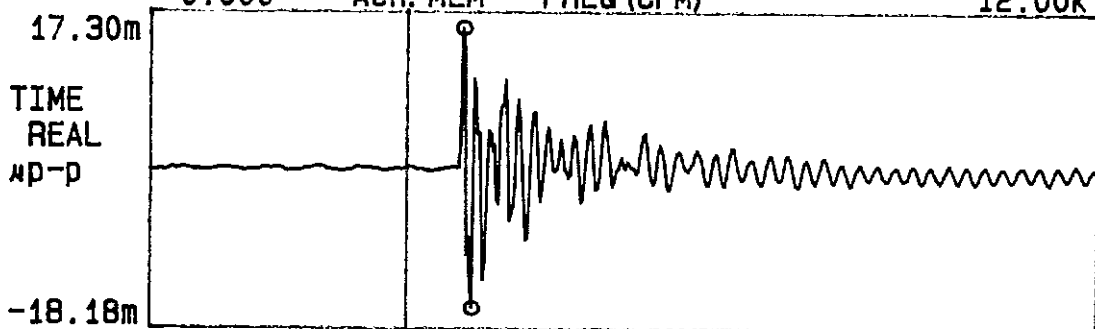
Após avaliação dos resultados das análises, concluiu-se que:

- O fechamento dos perfis da base metálica do motor elevou as frequências naturais para 1253 CPM, 3098 CPM e 3936 CPM na direção H1 com o equipamento em operação e para 1215 CPM, 3135 CPM e 4005 CPM na direção H1, 1365 CPM, 3164 CPM e 3587 CPM na direção H2 com o equipamento parado, conforme pode ser visto na Figura 2.11. As amplitudes de vibração do motor desacoplado caíram para 9,5 mm/s-pico na direção H1 e 4,9 mm/s-pico na direção H2 do mancal inferior, todas na frequência de 3598 CPM. Após cerca de uma hora de operação estas amplitudes subiram para 20,0 mm/s-pico e 8,7 mm/s-pico respectivamente.

- Os registros feitos após a parada do equipamento causada pelo superaquecimento do mancal superior do motor, e nova partida mostraram que as

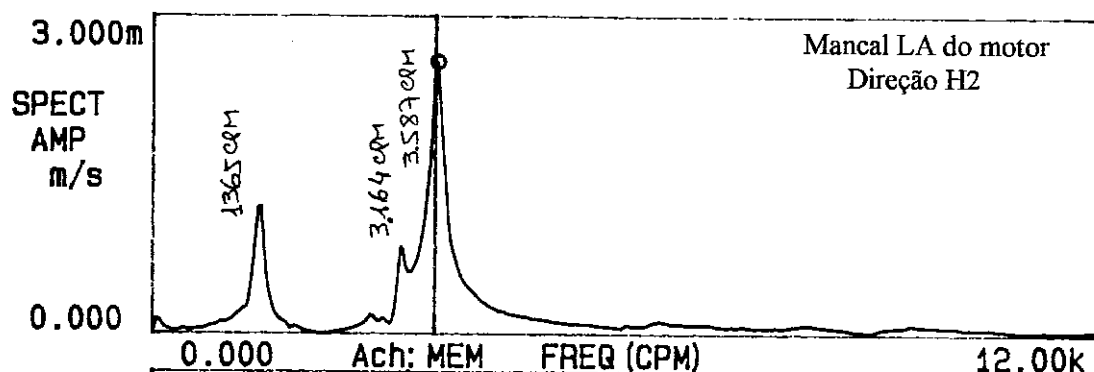


B-Horiz.

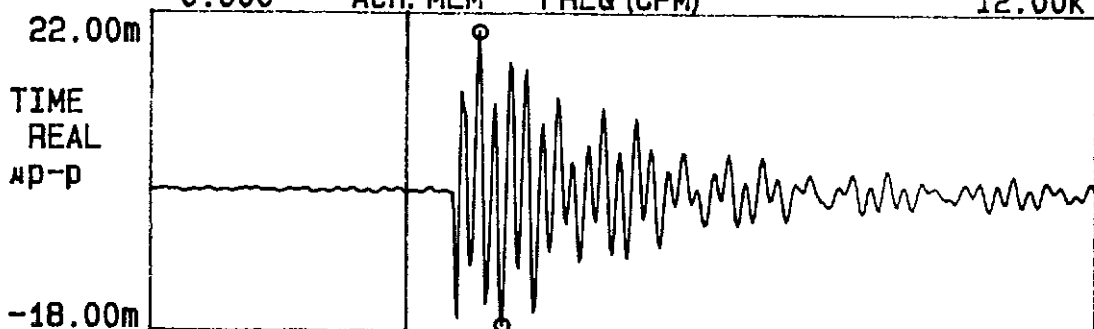


671.4m Ach: MATH TIME (sec) 1.671

U	PKFIT	4.00517k	2.00953m	U	2ND H	8.01034k	24.7955μ
U	3RD H	12.0155k	187.006μ	U	OV.AL	- - - -	3.76008m



B-Vert.



671.4m Ach: MATH TIME (sec) 1.671

U	PKFIT	3.58662k	4.52155m	U	2ND H	7.17323k	179.055μ
U	3RD H	10.7598k	108.622μ	U	OV.AL	- - - -	6.15699m

Fig. 2.11 - Teste de impacto após fechamento dos perfis da estrutura

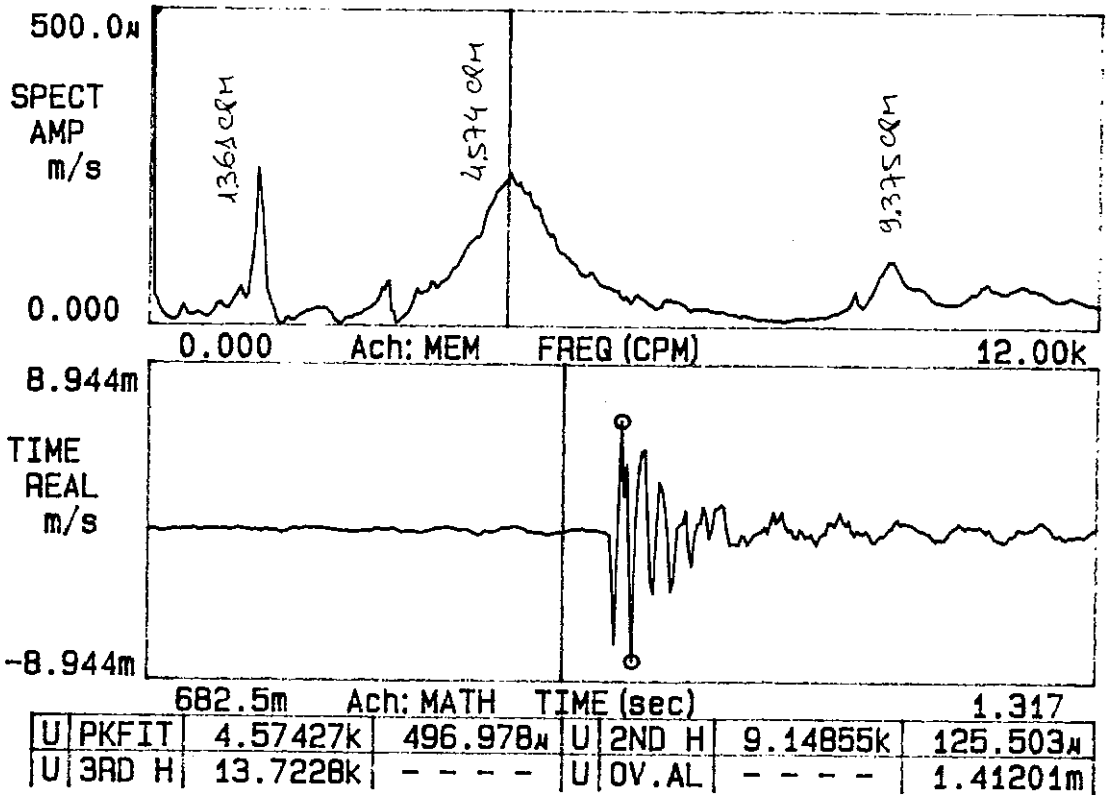
amplitudes de vibração sofreram uma acentuada elevação na frequência de 3579 CPM, atingindo 6,5 mm/s-pico na direção H1 e 31,37 mm/s-pico na direção H2 do mancal inferior. Posteriormente a componente na direção H2 caiu, sem razão aparente, para 20,97 mm/s-pico e 14,89 mm/s-pico.

A análise das características de vibração registradas nesses ensaios levou a conclusão de que a elevação da frequência natural da base metálica de 2893 CPM para 3587 CPM transferiu a ressonância na frequência de 2850 CPM para próximo da frequência de rotação do motor (3580 rpm). Esta ressonância além de amplificar as vibrações geradas por desbalanceamento e desalinhamento relativamente baixos, poderia permitir novas manifestações de vibração nesta nova frequência natural, uma vez que a instabilidade responsável pela conversão de energia ainda não havia sido localizada e eliminada.

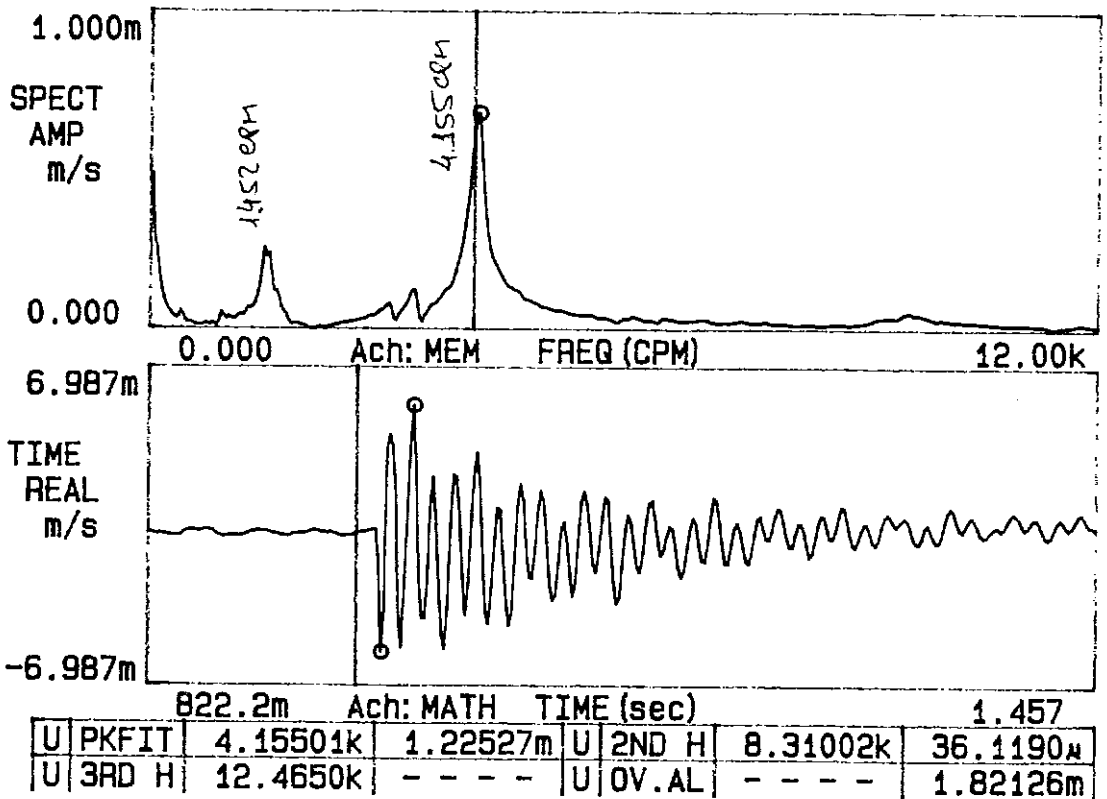
A inspeção do motor, após ter-se detectado odor anormal e fumaça, confirmou a ocorrência de um leve atrito entre o rotor e o estator, e mostrou que a gaiola do rolamento de escora (superior) estava quebrada, havia desgaste do eixo na seção de montagem do rolamento de escora e a folga entre a pista externa do rolamento inferior e o batente da tampa na direção axial era suficiente para permitir a dilatação térmica do eixo na direção do acoplamento. Logo, era o ajuste radial que estava impedindo o deslocamento axial.

### **2.3 – RECOMENDAÇÕES FINAIS:**

A TECVIB solicitou à POLITENO que fossem colocados reforços em X nas outras duas faces da base metálica do motor elevando com isso as frequências para 1361 CPM e 4574 CPM na direção H1 e 1452 CPM, 4155 CPM na direção H2 (Figura 2.12), forçando as amplitudes de vibrações síncronas (3579 CPM) a caírem para 3,9 mm/s-pico na direção H1 e 6,52 mm/s-pico na direção H2, ambas no mancal inferior.



B-Hor



B-Vert

Fig. 2.12 - Teste de impacto após reforço final da estrutura



Solicitou-se ainda a usinagem da tampa do mancal inferior do motor para assegurar uma folga mínima de 0,03 mm no seu diâmetro. Esta folga iria permitir a dilatação térmica axial do eixo na direção do acoplamento, evitando a dilatação na direção do mancal de escora (superior) e, conseqüentemente, sobrecarga axial do rolamento inferior e fenômenos capazes de gerar instabilidade, tais como flambagem do eixo associada a carga longitudinal pulsante ou folga radial elevada no mancal de escora (ver fig. 2.11).

## 2.4 – CONCLUSÕES:

Após a execução desses serviços os níveis de vibração caíram para níveis considerados bons tanto no motor quanto no compressor. As amplitudes medidas no mancal inferior do motor foram 1,26 mm/s-pico na direção H1 e 0,75 mm/s-pico na direção H2 a 3576 CPM. No mancal superior do compressor foram 0,69 mm/s-pico na direção H1 a 3579 CPM e 3,36 mm/s-pico na direção H1 e 4,77 mm/s-pico na direção axial à 18412 CPM.

A elevação das frequências naturais da base metálica e especialmente o aumento da folga radial entre o rolamento inferior do motor e a tampa, eliminaram os mecanismos responsáveis pela instabilidade no sistema rotor/mancal que excitavam as frequências naturais subsíncronas da estrutura, sendo o mesmo liberado para operação contínua sob supervisão normal da manutenção preditiva sem que qualquer excitação com essas características tenha se manifestado posteriormente no equipamento.

## CAPÍTULO 3

### BANCADA EXPERIMENTAL

#### 3.1 - DESCRIÇÃO GERAL:

O objetivo do emprego de uma bancada experimental neste trabalho é a de se tentar reproduzir em laboratório o problema ocorrido no campo, descrito no capítulo anterior, de forma a se obter resultados que servissem de parâmetros comparativos entre o caso real e o modelado, e que levassem a uma melhor compreensão física e a uma possível descrição matemática do mesmo.

O dispositivo experimental também serviu como objeto de estudo de duas teses de mestrado de CASTRO [2] e MEDEIROS [3] e uma de doutorado ROCHA [5] sendo, portanto, algumas de suas características já conhecidas. Foram, porém, necessárias algumas modificações para adequá-lo às necessidades deste estudo, sendo as principais modificações: a substituição do rotor, a alteração do sistema de fixação do mancal superior e a modificação da forma de acoplamento entre o eixo e o motor. O rotor anterior era mais flexível e possuía quatro discos que serviam como planos de medição e correção para balanceamento de suas velocidades críticas pelo método dos coeficientes de influência, CASTRO [2] ou pelo método modal, MEDEIROS [3]. Também foram feitas modificações na caixa do rolamento superior, cuja chapa serve de base de sustentação do motor e apoio dos sensores de deslocamento

O conjunto de elementos principais é mostrado na Figura (3.1). Sobre uma base de metal (1) apoia-se o conjunto rotativo e suas quatro colunas de sustentação (3), cada uma formada por três vigas L perpendiculares entre si e presas por parafusos às placas (2),(4) e (8).

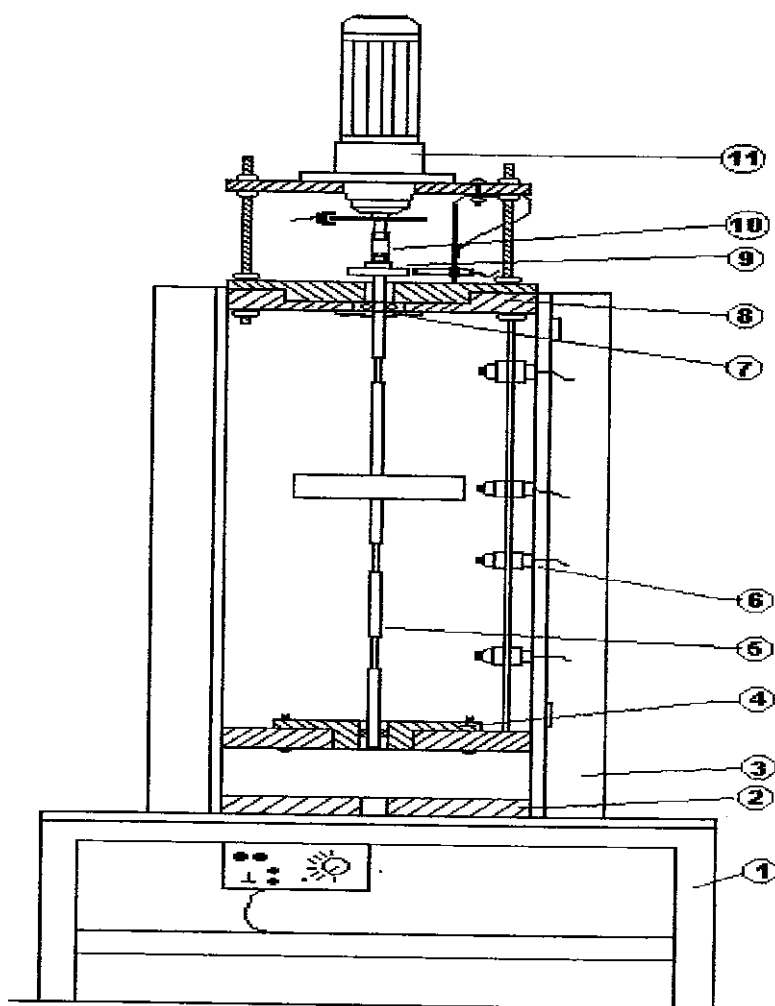


Figura 3.1 - Dispositivo Experimental

A placa (2) faz a ligação entre a base (1) e os pilares (3), enquanto as placas (4) e (8), que servem como porta mancal para os rolamentos inferior e superior, ligam as colunas formando a torre da máquina onde se apoia o rotor.

Os sensores de deslocamento (6) em um dos quatro planos mostrados na Figura 3.1 estão presos à estrutura por meio de chapas verticais aparafusadas às placas (4) e (8) e à chapa de sustentação do motor. Na extremidade superior do eixo tem-se um pequeno

disco (9), utilizado para monitorar o deslocamento do eixo rotativo (5), próximo à região onde é gerada a folga no rolamento. Em cada plano de medição há dois sensores ortogonais.

A ligação entre o motor e o rotor é feita através de um acoplamento flexível (10) que tem por objetivo não criar resistência ao deslocamento na ponta do eixo, além de absorver pequenos desalinhamentos.

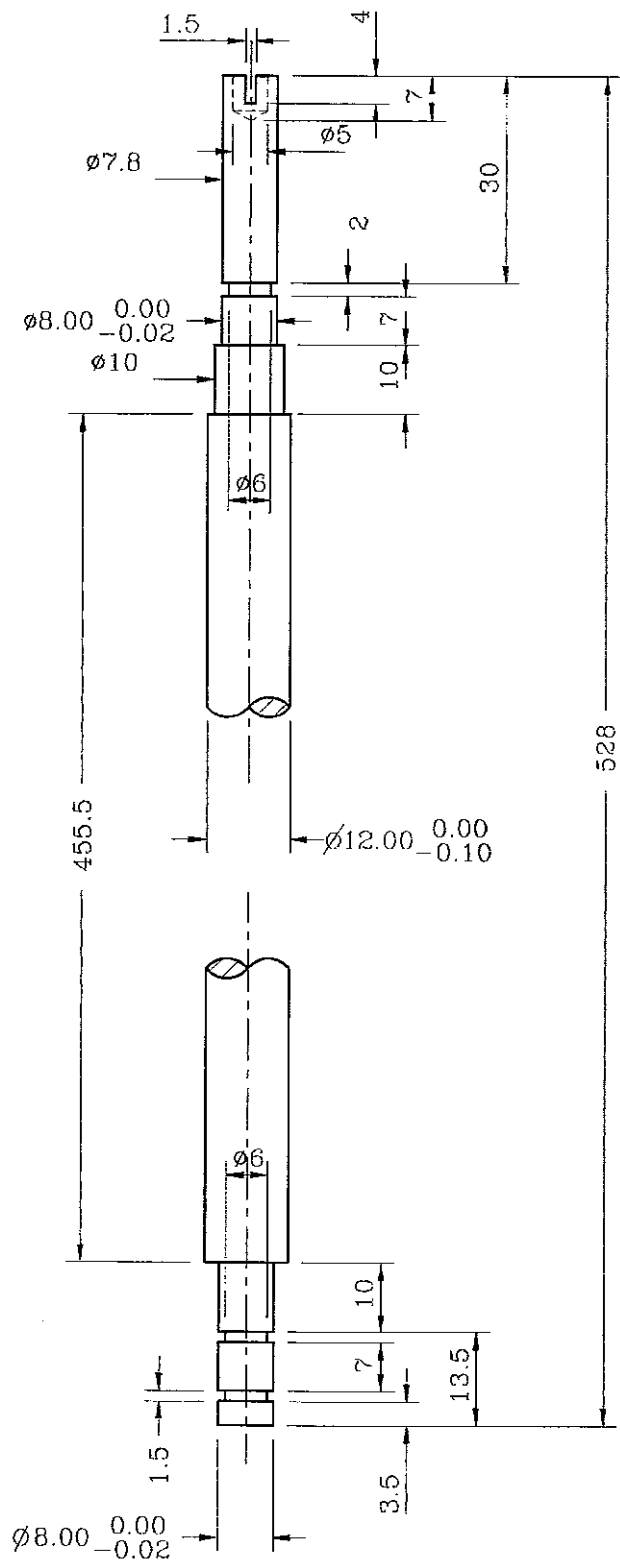
O rotor é acionado por um motor universal (11) de 320 W, apoiado na parte superior da estrutura à placa (8) e separada desta por meio de barras roscadas que permitem seu deslocamento.

### **3.2 - ELEMENTOS MECÂNICOS:**

Os elementos mecânicos mais importantes da bancada experimental serão descritos a seguir de forma mais detalhada.

#### **3.2.1 - ROTOR EXPERIMENTAL:**

O novo rotor (Figura 3.2) construído para a bancada é biapoiado nas extremidades, com um disco rígido fixado ao eixo flexível. A fabricação desse rotor ficou subordinada às condições dimensionais dos componentes já existentes na bancada, principalmente àqueles referentes aos mancais, e aos espaços internos.



	COPPE/UFRJ	
	Eixo do Rotor	
Escala: 1:1		

Fig. 3.2 – Projeto do eixo do rotor experimental (Dim. mm)

O objetivo inicial na construção do novo rotor era torná-lo o mais rígido possível em função das novas exigências experimentais, onde as forças envolvidas poderiam causar deformações excessivas. Foram construídos, portanto, alguns modelos no ROTMEF com o disco maior em quatro posições diferentes para avaliar aquela que forneceria a maior rigidez para o 1º modo natural de vibração. Optou-se, portanto, por um eixo com as dimensões mostradas na Figura 3.2, com um diâmetro maior na parte central e menor nas extremidades, devido às limitações do diâmetro interno e externo dos rolamentos.

Conforme descrito por CASTRO [2], no processo de modelagem para escolha dos melhores parâmetros construtivos para um rotor observou-se que os que mais afetam as frequências naturais são por ordem de importância: comprimento total, diâmetro do eixo, massa total, posição, dimensão e forma das massas concentradas no rotor. Estes dados são importantes visto que deseja-se que as frequências naturais do eixo sejam maiores que as do modelo anterior.

Em seus estudos realizados com um rotor biapoiado, CASTRO mostrou que as curvas da 1ª. frequência natural acusam uma perda de rigidez do sistema quando o disco se desloca de uma das extremidades para o centro do eixo. Quando a frequência de interesse passa a ser a 2ª. frequência natural, o fenômeno se processa de forma inversa, o conjunto fica mais rígido à medida que o disco se desloca para o centro. Os testes realizados com o modelo computacional no ROTMEF confirmaram os resultados acima e indicaram que para o propósito desse trabalho a melhor posição para o disco seria uma das extremidades. Optou-se, portanto, pela posição superior, mais próxima do mancal com folga, onde a ação do efeito giroscópico seria mais influente e, conseqüentemente, uma maior rigidez do eixo para o 1º modo natural de vibração.

O eixo foi construído em aço inoxidável e a parte central e superior possuem rebaixos para fixação dos discos por meio de parafusos nas extremidades. Esses rebaixos permitem a fixação do disco maior em quatro posições diferentes ao longo da parte central do eixo. Todos os cuidados foram tomados para que a folga entre o eixo e o disco fosse a menor possível, mantendo-se dessa forma uma boa perpendicularidade entre as peças.

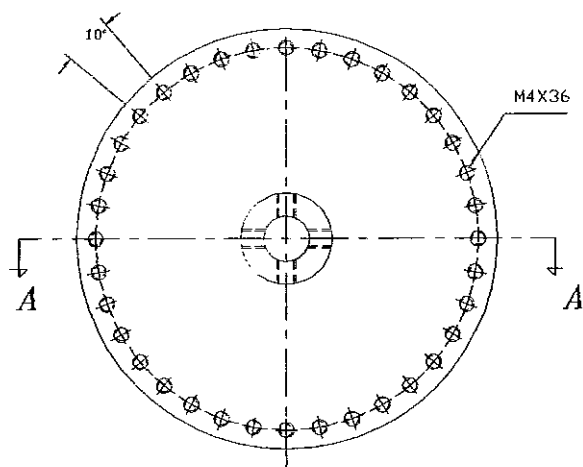
O “Run-Out” mecânico do conjunto rotativo (eixo+discos), é um problema com o qual se conviveu no decorrer do trabalho, uma vez que trata-se de uma questão construtiva das peças, tendo sido feito o possível para minimizar este problema

A Figura 3.3 mostra os detalhes construtivos do disco maior do rotor. Os furos radiais servem para fixação ao eixo, enquanto os axiais são para fixação ou remoção de massas de balanceamento. O disco menor fica fixo à ponta do eixo e tem por objetivo fornecer informação do deslocamento local do conjunto no processo de abertura da folga no mancal superior. O processo de fixação desse disco é igual ao anterior, tendo, porém, apenas um cubo com quatro parafusos radiais para esse fim devido às limitações de espaço.

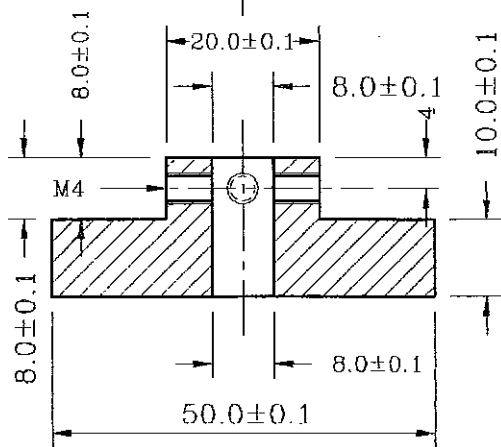
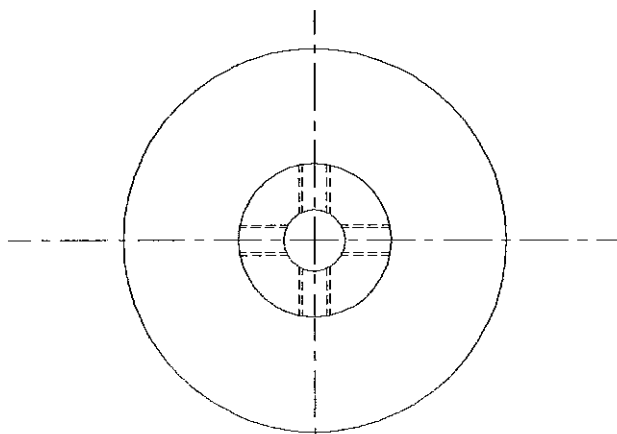
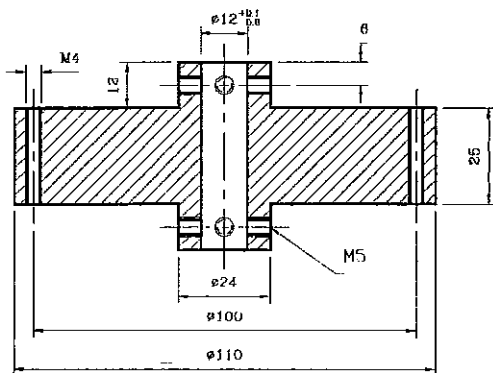
### 3.2.2 - ROLAMENTOS E MANCAIS:

As Figuras 3.4 e 3.5 mostram em detalhe as duas bases de fixação dos rolamentos e a adaptação realizada na base superior, onde um novo mancal foi fixado na parte inferior da placa (8) para acomodar o novo rolamento com dimensões maiores. No inferior não houve modificação, apenas um batente foi colocado abaixo da placa (4) para transformá-lo em um mancal de escora.

O rolamento utilizado no mancal inferior é do tipo autocompensador com duas carreiras de esferas e uma pista comum no anel externo, o que lhe confere a propriedade de ser auto-alinhável, permitindo pequenos desalinhamentos angulares do eixo em relação ao alojamento do rolamento. É, portanto, especialmente indicado para aplicações



Escala 1:2



Escala 1:1

Fig. 3.3 – Desenho dos discos menor e maior do eixo (Dim. mm)



nas quais podem se produzir desalinhamentos por erros de montagem ou por flexão do eixo. As características desse rolamento são as seguintes:

- Tipo : Autocompensador com duas carreiras de esferas
- Modelo : SKF - Série 108
- Diâmetro externo : 22 mm
- Diâmetro interno : 8,0 mm
- Espessura : 7,0 mm

O rolamento superior foi escolhido de forma que permitisse a abertura da folga radial entre a gaiola de esferas e a pista externa (Ver Fig.3.4). Possui apoio axial simples em uma direção, sendo uma das faces fechada e a outra aberta, permitindo assim sua desmontagem total. A pista externa tem forma cônica enquanto a interna é formada por um sulco guia que assegura a fixação da gaiola. As características são as seguintes:

- Tipo : Rolamento de contato angular com uma carreira de esfera.
- Diâmetro externo : 24 mm
- Diâmetro interno : 8,0 mm
- Espessura : 7,0 mm

Esse rolamento foi montado como mancal guia, com a parte aberta para baixo, alojada dentro do adaptador e aparafusada à placa (8) (Fig.3.5). Sobre o adaptador (Visto na Fig. 3.6) foram colocadas placas de metal com espessuras de 0,05 mm, 0,10 mm e 0,50 mm com a função de permitir o deslocamento da pista externa do rolamento, à medida que vão sendo retiradas, enquanto a interna permanece fixa junto com a gaiola de esferas apoiada no eixo, gerando assim a abertura da folga.

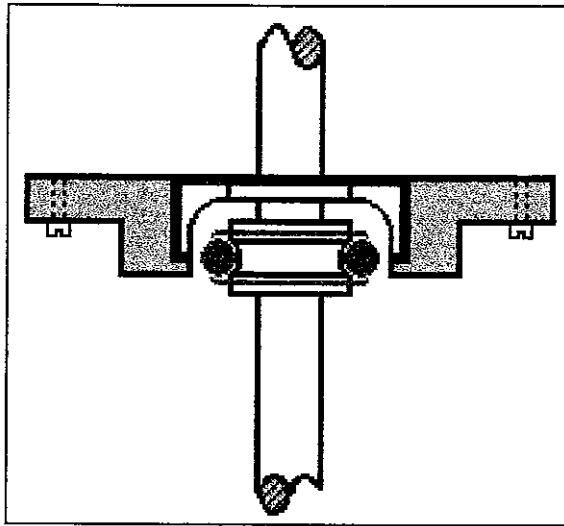


Figura 3.4 – Detalhe do mancal superior

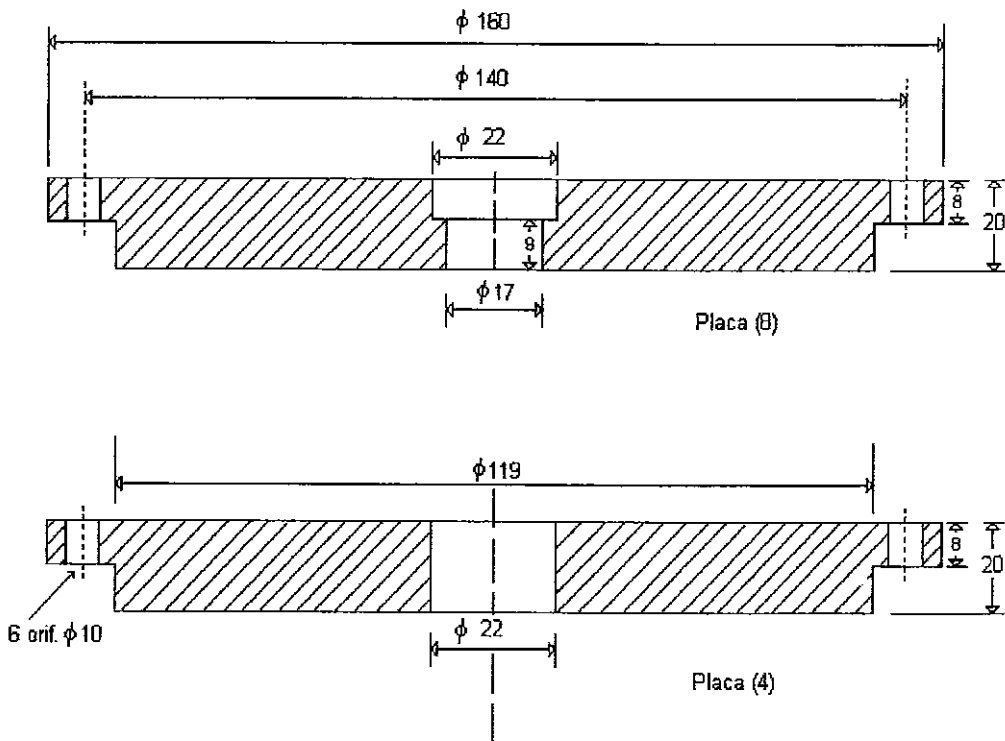


Fig. 3.5 – Base dos Rolamentos (Fora de escala)

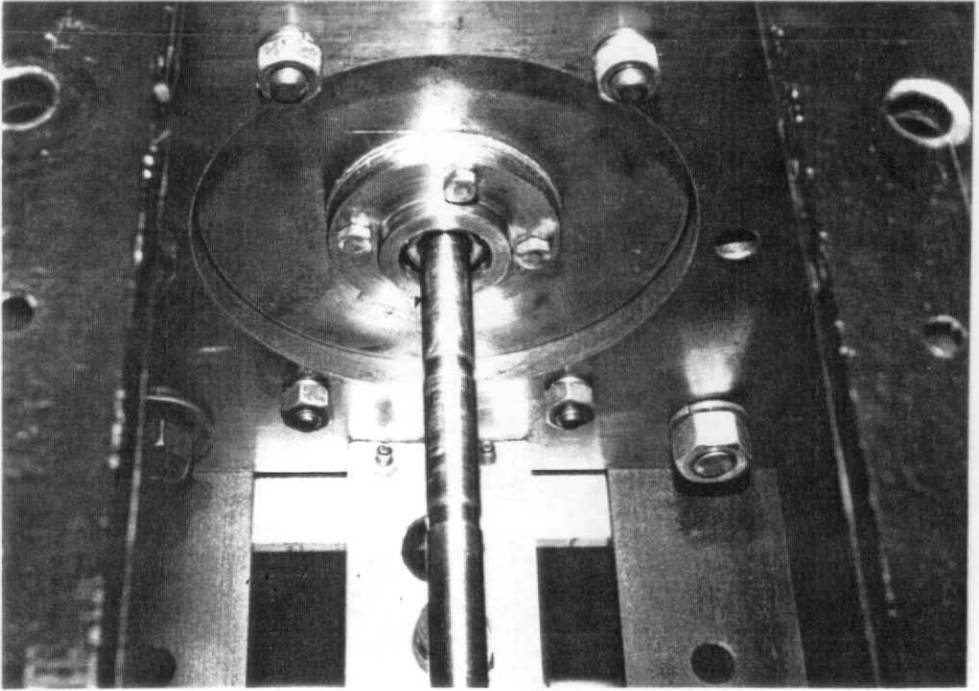


Fig. 3.6 – Detalhe do mancal superior

### 3.2.3 - ACOPLAMENTO:

O acoplamento entre o motor e o eixo foi feito inicialmente através de uma junta universal modificada (Fig. 3.7) com o intuito de absorver pequenos desalinhamentos. Essa junta, porém, não estava cumprindo seu papel de forma satisfatória, ou seja, a órbita em ambos os discos (ver Fig. 5.12) apresentava um formato ovalado, demonstrando que a junta estava criando uma resistência ao movimento em uma determinada direção. Essa junta foi então substituída por uma conexão de borracha flexível, passando a permitir o movimento do eixo em qualquer direção sem criar nenhuma resistência.

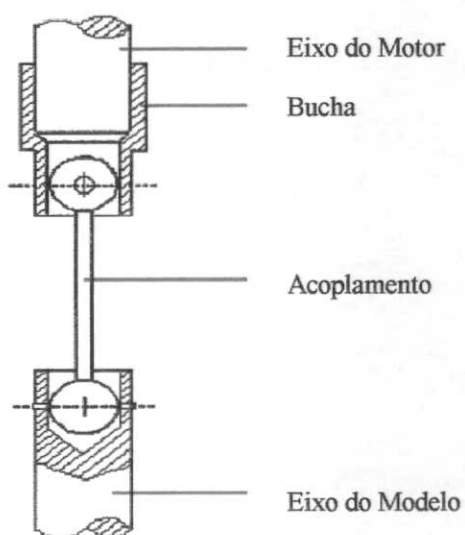


Fig. 3.7.- Junta Universal Modificada

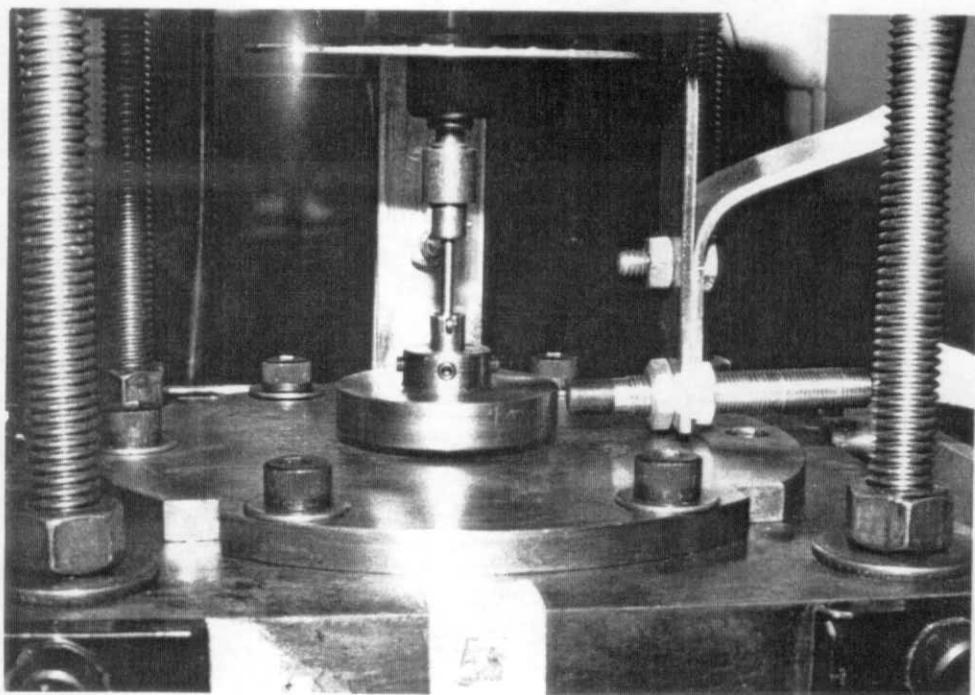


Fig. 3.8 – Detalhe do 1º acoplamento usado e sensor de deslocamento no disco menor

### 3.3 - ELEMENTOS DE MEDIÇÃO:

Os instrumentos que completam a bancada experimental e que são necessários para realizar as medições podem ser vistos nas Figuras 3.9.

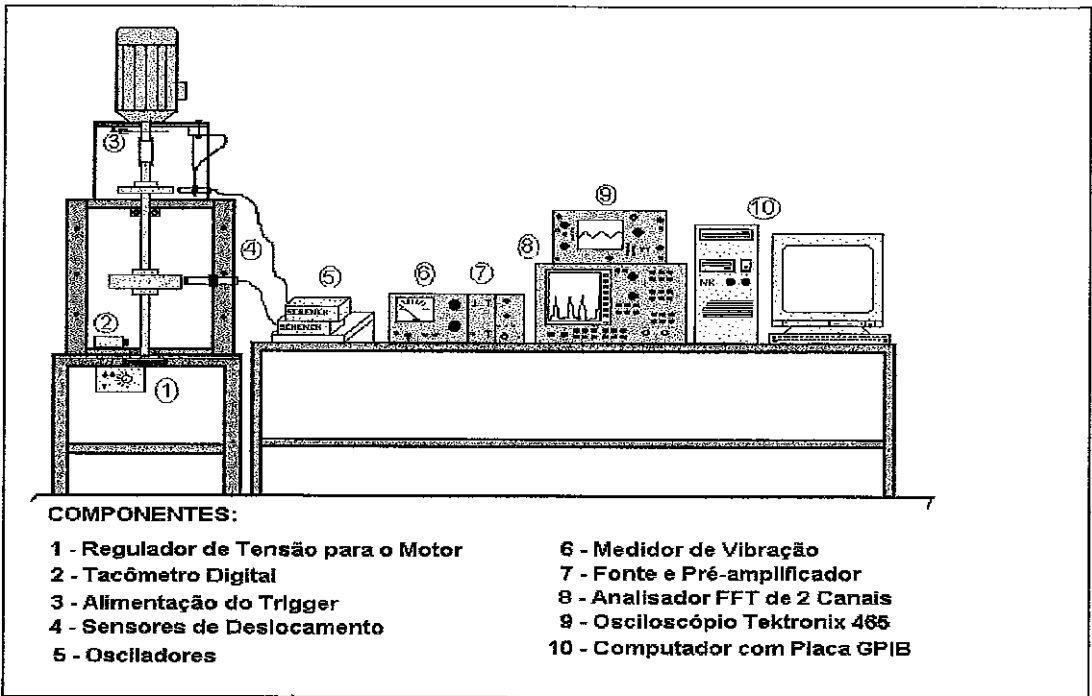


Fig. 3.9 – Bancada Experimental

O motor de acionamento do rotor é alimentado por uma fonte de corrente alternada e sua tensão é regulada pelo dispositivo (1) que controla a velocidade de rotação do motor, medida pelo tacômetro digital (2).

O componente (3) é um contador de pulsos que funciona como “Trigger” para o analisador.

Os sensores (4) captam o sinal da amplitude de deslocamento do eixo, modulando os sinais portadores que são enviados e demodulados pelos condicionadores (5) e em seguida processados pelo analisador de

espectros (8), ou pelo osciloscópio (9). Através da interface paralela GPIB (IEE 488), os registros digitalizados dos sinais ou seus espectros podem ser transferidos ao computador (10), onde os sinais podem ser interpretados, pós-processados e impressos.

O medidor de vibração (6) serve para aquisição do sinal da vibração absoluta por meio de um acelerômetro em qualquer ponto da estrutura da máquina.

## CAPÍTULO 4

### SISTEMAS MECÂNICOS NÃO-LINEARES

#### REVISÃO TEÓRICA

##### 4.1 – INTRODUÇÃO

Neste capítulo será abordado de forma sucinta as características de sistemas mecânicos não-lineares, em especial aqueles em que a não-linearidade é gerada por folga. Em seguida mostra-se qual seria o comportamento da matriz de rigidez dos mancais de um sistema com folga modelado em computador e algumas considerações sobre a instabilidade de sistemas mecânicos não-lineares.

##### 4.2 - CARACTERÍSTICAS DE SISTEMAS MECÂNICOS COM FOLGA

A natureza de sistemas mecânicos com folga vem sendo estudada há algum tempo e muitas das suas características são amplamente apresentadas na literatura relacionada a estudos práticos de vibrações. Em teoria, três tipos básicos de sistemas são apresentados, com comportamentos ligeiramente distintos. A Technical Associates of Charlotte [10], em sua “Illustrated Vibration Diagnostic Chart”, apresenta de maneira sucinta cada tipo básico de ocorrência de tais sistemas.

O tipo A é causado por problemas na própria fundação da máquina, estrutura metálica da base ou deterioração do “grouting” (Base de concreto onde a máquina é apoiada). A análise de fase pode revelar uma defasagem de aproximadamente  $180^\circ$  nas medições verticais entre o pé da máquina ou chapa de base e a fundação, Figura 4.1 abaixo.

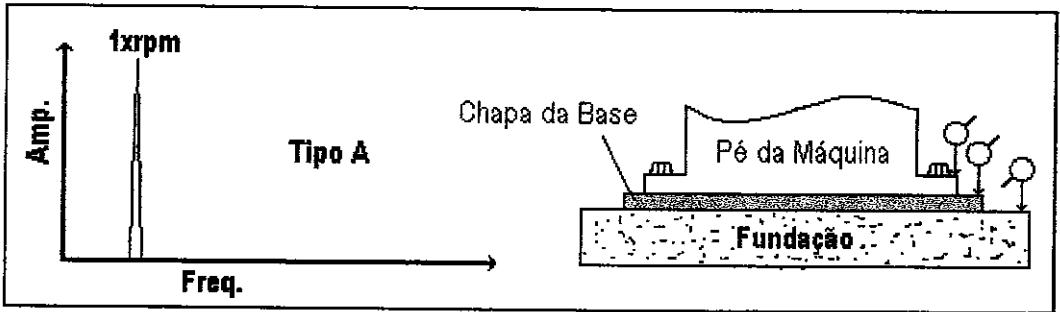


Figura 4.1 – Característica de Problemas de Folga tipo A.

A característica do espectro mostra um pico distinto na frequência de rotação do equipamento.

O tipo B geralmente é causado por parafusos de fixação do pé da máquina frouxos, trincas na estrutura metálica da base ou nos próprios pedestais da máquina conforme apresentado na Fig. 4.2.

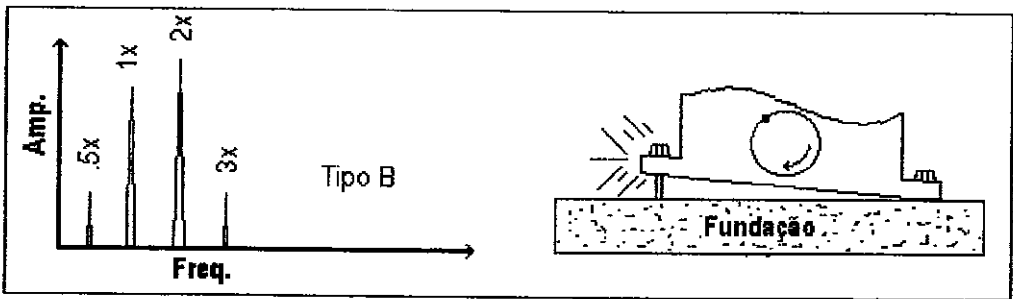


Figura 4.2 – Característica de Folga de Problemas Tipo B.

O espectro apresenta picos em frequências de ordem subharmônica de baixa amplitude além dos picos na frequência de rotação e nos seus harmônicos superiores até a terceira ordem.

O tipo C é gerado normalmente devido ao ajuste impróprio entre as partes rotativas e estacionárias e ao caráter não-linear das forças dinâmicas oriundas do rotor, isto é, as forças, especialmente de impacto, dependem da forma não-linear do própria movimentação do eixo. Observa-se a ocorrência de muitos harmônicos da frequência de rotação além de subharmônicos (Fig. 4.3).



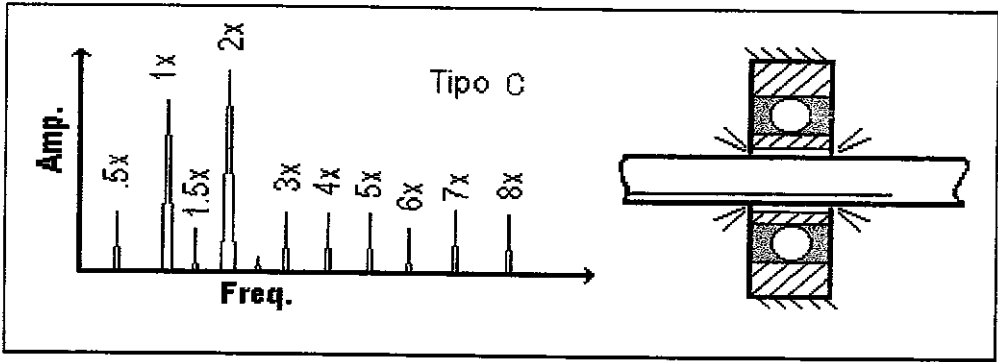


Figura 4.3 - Característica de Folga de Problemas Tipo C.

Este tipo de comportamento é frequentemente causado por folga excessiva entre eixo e mancais de deslizamento ou de rolamento ou por um impelidor folgado no eixo. A fase é muitas vezes instável e pode variar amplamente de uma leitura para outra. Esse comportamento é típico de um sistema não-linear, caso em que as relações de rigidez do sistema de suporte de eixo não são mais independentes da amplitude de deslocamento  $x$  e do tempo  $t$ , como em um sistema linear. Dessa forma, a rigidez passa a ter uma relação com a amplitude e, conseqüentemente, sua curva toma a forma de uma função dependente do deslocamento.

A Figura 4.4 apresenta algumas curvas de força x deslocamento de arranjos simétricos de molas e características de rigidez não-linear e a Figura 4.5 mostra suas respectivas curvas de Amplitude x Frequência Natural, BROCH [11].

Na Figura 4.4 observam-se os diferentes comportamentos:

- (a) Linear
- (b) Linear mais Cúbica (Duffing)
- (c) Senoidal (Pêndulo)
- (d) Mola Pré-tensionada
- (e) Mola com Folga
- (f) Elasticidade Assintótica

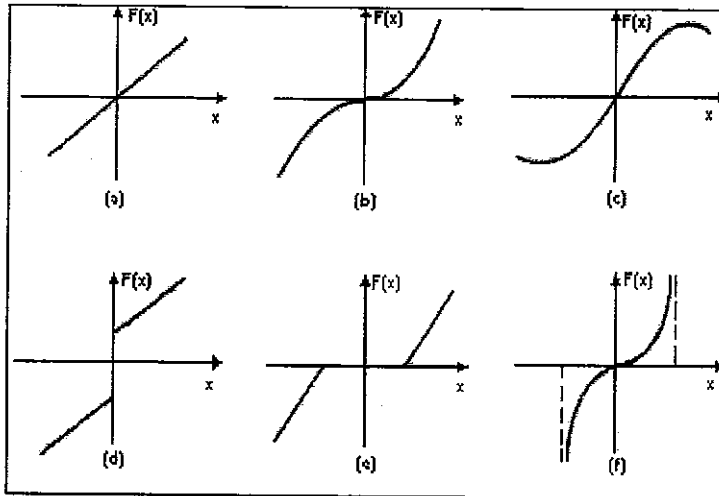


Figura 4.4 – Característica da curva de Força x Desloc. de alguns arranjos de molas simétricos.

A Figura 4.5 ilustra as respectivas formas das frequências naturais x amplitude das curvas apresentadas na Figura 4.4. Segundo HARTOG [12], o fato novo que aparece nessa discussão é que no caso linear o período e a forma da oscilação são independentes da amplitude, mas no caso não-linear tanto o período como a forma de oscilação variam com a amplitude.

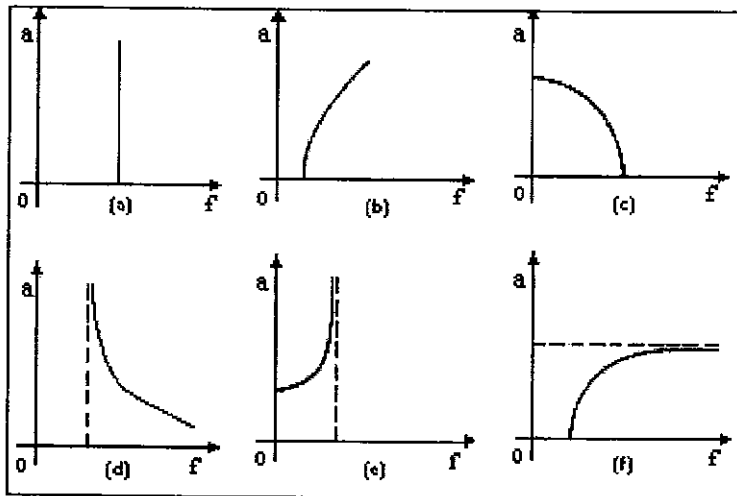


Figura 4.5 – Característica da curva de Amplitude x Freq. Natural das Curvas da Figura 4.4.

A não-linearidade mecânica pode estar presente em um dos coeficientes  $m$ ,  $c$  ou  $k$ , de forma que dependam do deslocamento  $x$ , sendo mais importantes aquelas relacionadas à rigidez da mola ou ao amortecimento.

Com referência à Figura 4.4 (e), trata-se do caso mais comum e importante de folgas em sistemas mecânicos, onde a massa pode percorrer livremente a folga sem experimentar a ação de qualquer força de mola, mas a partir do contato a força aumenta linearmente. A Figura 4.4 (b) apresenta uma mola com rigidez gradualmente crescente (Hardening Spring). Sua característica força-deflexão torna-se, portanto, mais inclinada para deflexões crescentes para uma amplitude de excitação fixa e baixo amortecimento. Em oposição ao caso anterior, a Figura 4.4 (c) mostra características de rigidez gradualmente decrescente (Softening Spring).

Na prática, as características de molas mais ou menos curvas ocorrem com bastante frequência.

Sob certas circunstâncias (baixo amortecimento) um fenômeno muito especial ocorre em sistemas ressonantes não-lineares: trata-se da excitação de frequências subharmônicas ou subsíncronas, citada no capítulo 2 como responsável pela origem das vibrações elevadas naquele sistema. Um subharmônico é uma resposta vibratória do sistema ocorrendo a  $1/2$ ,  $1/3$ ,  $1/4$ ,  $1/5$ , etc. da frequência da força excitadora. Segundo BROCH [11], uma explicação intuitiva para a ocorrência de subharmônicos pode ser dada pelo fato da força excitadora prover energia para um dos harmônicos do sistema não-linear, fazendo-o a oscilar. Enquanto a ocorrência de subharmônicos na prática é relativamente rara, harmônicos superiores estão presentes em maior ou menor extensão em todos os sistemas lineares ou não-lineares. Até mesmo se suas amplitudes são bastante pequenas, estas podem representar um papel importante quando as vibrações de sistemas mecânicos complexos são consideradas.

As principais consequências de sistemas mecânicos com folga são a ocorrência de instabilidade, vibrações elevadas, excesso de ruído, desgaste prematuro dos componentes, entre outros, causando uma perda de performance global do equipamento. No presente trabalho a não-linearidade considerada está presente na rigidez dos mancais, cujos coeficientes direcionais dependerão do deslocamento  $x$ . Considerando-se as equações (4.1) abaixo, extraídas da referência ROCHA [5], pode-se obter a relação matricial (4.2) para o sistema de equações, ou seja:

$$\begin{aligned} F_u &= -K_{xx} \cdot u - K_{xz} \cdot w - C_{xx} \cdot \dot{u} - C_{xz} \cdot \dot{w} \\ F_w &= -K_{zx} \cdot u - K_{zz} \cdot w - C_{zx} \cdot \dot{u} - C_{zz} \cdot \dot{w} \end{aligned} \quad (4.1)$$

$$\begin{Bmatrix} F_u \\ F_w \end{Bmatrix} = - \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xz} \\ k_{zx} & k_{zz} \end{bmatrix}_m \begin{Bmatrix} u \\ w \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xz} \\ c_{zx} & c_{zz} \end{bmatrix}_m \begin{Bmatrix} \dot{u} \\ \dot{w} \end{Bmatrix} \quad (4.2)$$

ou,

$$\{F\} = -[K]_m \begin{Bmatrix} u \\ w \end{Bmatrix} - [C]_m \begin{Bmatrix} \dot{u} \\ \dot{w} \end{Bmatrix}$$

onde,

$u, w$  = deslocamentos do centro do eixo em relação às direções  $x$  e  $z$  do referencial inercial.

$[K]_m$  e  $[C]_m$  = matrizes elementares de rigidez e amortecimento dos mancais.

No sistema com folga, os coeficientes de rigidez passam a depender do deslocamento, ou seja,

$$\begin{Bmatrix} F_u \\ F_w \end{Bmatrix} = - \begin{bmatrix} f_{xx}(u) & f_{xz}(w) \\ f_{zx}(u) & f_{zz}(w) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u \\ w \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xz} \\ c_{zx} & c_{zz} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{u} \\ \dot{w} \end{Bmatrix} \quad (4.3)$$

onde,

$$\begin{bmatrix} f_{xx}(u) & f_{xz}(w) \\ f_{zx}(u) & f_{zz}(w) \end{bmatrix}$$

são funções não-lineares que podem gerar comportamento instável no sistema. Essas funções podem ser polinômios ou outra função que descreva um perfil de uma curva desejável para simular um determinado comportamento. Como exemplo, tomando-se a curva 4.4 (e), a função que descreve o perfil da curva citada é dada por:

$$f(a) = k(a - \delta), \quad \text{onde } f(a) = 0 \text{ para } \begin{cases} a \leq \delta \\ a \geq -\delta \end{cases} \quad (4.4)$$

onde,

- $\delta$  e  $k$  = folga e rigidez do mancal, respectivamente.
- $a = u$  ou  $w$  para os deslocamentos radiais nas direções  $x$  ou  $z$ .

Essa curva, como já foi apontado anteriormente, pode representar um sistema mecânico com folga, dada pela constante  $\delta$ , sendo que após ultrapassar o valor de  $\delta$ , a curva passa a ter um perfil linear, apesar do movimento global ser não-linear.

Para a modificação do programa ROTMEF, foi introduzido um polinômio de grau 3 no modulo de cálculo de resposta forçada que deveria fornecer o valor da rigidez atualizado a cada passo de integração nas direções  $x$  e  $z$ . Esse polinômio tem a forma a seguir:

$$\begin{aligned} K(x) &= k_1(x - \delta) + k_2(x - \delta)^3 + k_3(x - \delta)^5 \\ K(z) &= k_1(z - \delta) + k_2(z - \delta)^3 + k_3(z - \delta)^5 \end{aligned} \quad (4.5)$$

Os valores calculados de rigidez  $K(x)$  e  $K(z)$  seriam então transferidos para a matriz global de rigidez para os novos deslocamentos serem calculados. Apesar de possuir termos de grau superior, caso se deseje simular curvas com outros tipos de perfis, apenas a primeira parcela do segundo membro da equação (4.5) foi utilizada para o cálculo.

### 4.3 – CONSIDERAÇÕES SOBRE INSTABILIDADE DE SISTEMAS MECÂNICOS:

No que segue, em detrimento do aspecto da precisão matemática, procurar-se-á mostrar de maneira sucinta a formulação do problema de instabilidade dinâmica. O texto procura ter um caráter informativo, destacando os principais fenômenos de perda de estabilidade de sistemas mecânicos de tal maneira que possa se entender a análise do comportamento de sistemas não-lineares.

O critério de energia potencial é geralmente ilustrado na literatura pelo comportamento imaginário de uma esfera deslocada de seu estado de equilíbrio sobre uma superfície potencial, ou seja, uma superfície que representa topologicamente a variação de energia potencial do sistema.

Segundo BATISTA [13], esta analogia entre o comportamento da esfera e as condições de estabilidade baseadas na investigação da energia potencial de um sistema mecânico, mesmo que conceitualmente útil, deve ser visto com cautela uma vez que o comportamento da esfera “rolando” sobre a superfície potencial é essencialmente dinâmico enquanto os critérios de energia são decorrentes de conceitos “quasi-estáticos”.

Em muitos casos, porém, métodos baseados na investigação da variação da energia potencial se constituem em ferramentas analíticas úteis e mesmo mais convenientes que métodos dinâmicos no estudo da estabilidade de sistemas mecânicos estruturais.

Embora historicamente a teoria da estabilidade estática tenha surgido antes que a teoria da estabilidade dinâmica, pode-se, segundo ZIEGLER [14], encarar a estabilidade estática como um caso particular da estabilidade dinâmica, onde a carga é considerada variável ao longo do tempo, mas cuja variação é tão lenta que não cria efeitos inerciais apreciáveis.

Na realidade, a instabilidade é um fenômeno eminentemente dinâmico, podendo-se afirmar que a estabilidade de um sistema é uma propriedade do movimento. O sistema, por outro lado, ainda depende de uma série de parâmetros, como por exemplo, parâmetros de carga, estruturais (geométricos, elásticos, etc...).

Estes parâmetros controlam o comportamento do sistema, cujo grau de estabilidade depende de seus valores. O “grau de estabilidade” de um sistema é a magnitude de perturbação necessária para levar o sistema à fronteira da estabilidade, ou seja, à configuração na iminência de instabilidade. A estabilidade de um sistema mecânico é então governada por “parâmetros de controle”; para valores críticos destes parâmetros o grau de estabilidade se anula e uma pequena perturbação externa pode desestabilizar o sistema. Um dos objetivos da análise de estabilidade, portanto, é determinar estes valores críticos de parâmetros de controle.

Ao se submeter um sistema mecânico a uma perturbação  $\gamma$ , pode-se, de uma forma não rigorosa, detectar ao longo do tempo, conforme HOFF [15], quatro comportamentos distintos, como ilustrado na Figura (4.6). A curva (a) indica um retorno assintótico à configuração original após a perturbação, o que significa estabilidade da configuração original.

Um segundo comportamento estável é mostrado em (b) onde a perturbação é seguida de uma oscilação de amplitude amortecida. A curva (c) corresponde à instabilidade por divergência. Finalmente a curva (d) apresenta um comportamento estaticamente estável (já que as forças restauradoras agem da forma necessária para que haja estabilidade), mas dinamicamente instável (a oscilação gerada pela perturbação cresce em amplitude com o tempo), típica de sistemas dinâmicos que apresentam o fenômeno da auto-excitação.

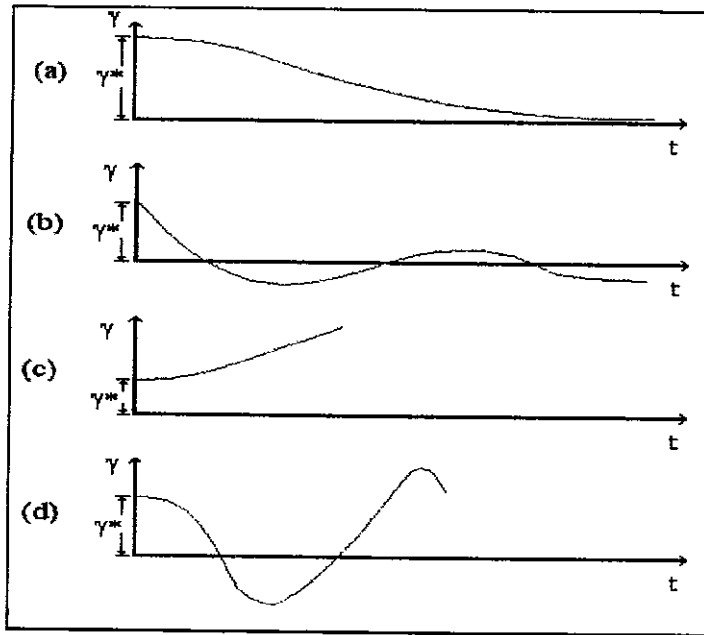


Figura 4.6 – Resposta de um sistema mecânico perturbado.

Em virtude do grande número de definições de estabilidade encontradas na literatura, existem diferentes teorias e métodos para investigação do problema. Portanto, quando se estuda a estabilidade de um sistema deve-se enfatizar o tipo de perturbação e a definição de estabilidade que está se considerando, ver GONÇALVES [16].

Para levar em consideração as exigências dos problemas reais encontrados na análise estrutural, HOFF [15] propõe a seguinte definição de estabilidade: *“uma estrutura está em um estado de equilíbrio estável se perturbações finitas admissíveis do seu estado inicial (estático ou dinâmico) são seguidas por deslocamentos cujas amplitudes permanecem dentro de padrões aceitáveis durante a vida útil da estrutura. Estes padrões são aqueles que não prejudicam a funcionalidade da estrutura”*.

Em geral a estabilidade estática ou dinâmica tem sido tratada na literatura técnica através de uma formulação linearizada. Entretanto, sabe-se hoje que a análise linear não é capaz de descrever com exatidão o comportamento da estrutura durante o processo de



perda de estabilidade, sendo inclusive, em muitos casos, os resultados obtidos através da análise linearizada contrários à segurança.

Esta, portanto, é uma questão de importância fundamental para o estudo da estabilidade em engenharia: avaliar o efeito da não-linearidade para decidir o tipo conveniente de análise em termos práticos. No estudo da estabilidade dinâmica destacam-se, portanto, quatro elementos, GONÇALVES [16]:

- 1 – A configuração original de equilíbrio cuja estabilidade deseja-se investigar.
- 2 – A classe e magnitude das perturbações de tal modo que se possa definir as equações que regem o movimento perturbado.
- 3 – Os parâmetros que medem a proporção dessas perturbações, ou seja, os parâmetros com respeito aos quais a estabilidade deve ser investigada, definido-se, assim, uma medida de estabilidade.
- 4 – O período de tempo em relação ao qual se estará interessado em comparar o comportamento do sistema perturbado com o não perturbado.

Na teoria da estabilidade dinâmica é usual se classificar os problemas segundo a classe de forças atuantes, sendo os métodos matemáticos e critérios de perda de estabilidade adotados, funções da classe de forças do problema. Inicialmente podem-se classificar os problemas em duas grandes classes:

- 1 – Problemas dinâmicos com cargas não conservativas, ( $F=F(x,t)$ ).
- 2 – Problemas dinâmicos com cargas conservativas, ( $F=F(t)$ ).

Em geral, os problemas conservativos são divididos em duas classes:

- 1 – Sistemas sob forças harmônicas periódicas;
- 2 – Sistemas sob forças impulsivas ou de impacto.

A análise de sistemas dinâmicos lineares ou não-lineares tem sido tradicionalmente dividida em dois domínios: a análise no domínio do tempo e a análise no domínio da frequência.

#### 4.2.1 – ANÁLISE NÃO-LINEAR NO DOMÍNIO DO TEMPO:

Ao se analisar um sistema no domínio do tempo, procura-se verificar como a variável  $x$  se comporta ao longo de um certo intervalo de tempo quando o sistema é submetido à ação de uma determinada força de amplitude  $F$ , ou seja, analisa-se a resposta do sistema perturbado ao longo do tempo para diversos níveis de carregamento, como mostrado na Figura 4.7.

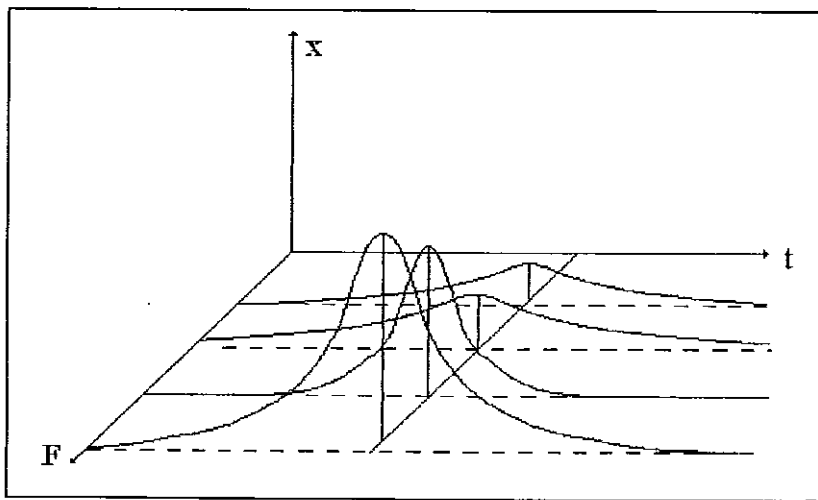


Fig. 4.7 – Resposta não-linear no domínio do tempo.

Através desta análise é possível verificar se um determinado nível de carga é capaz de induzir ou não deslocamentos que ultrapassem o limite aceitável estabelecido, bem como mudanças bruscas de configuração. Do ponto de vista prático, deve-se ter sempre em mente o critério de Hoff, ou seja, qual o deslocamento máximo aceitável.

É importante também salientar que na análise linear o crescimento da variável  $x$  com  $t$  é “ilimitado”, enquanto na análise não-linear, como mostra a Figura 4.8, os picos podem crescer de início exponencialmente com o tempo, mas podem também se estabilizar e decrescer à medida que os termos não-lineares passem a ser significativos. Este tipo de instabilidade é conhecido na literatura como “ressonância paramétrica” (veja NAYFEH [17]).

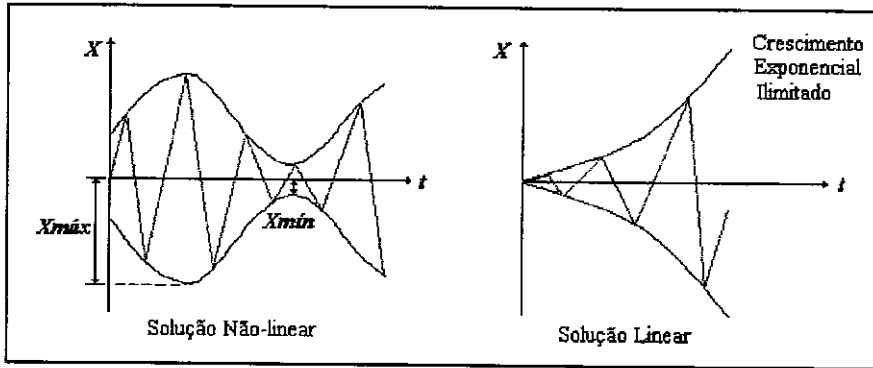


Fig. 4.8 – Ressonância Paramétrica – Solução Não-linear e Linear.

Não se deve confundir a ressonância paramétrica com a ressonância simples. A ressonância simples ocorre devido a uma excitação externa, enquanto na ressonância paramétrica a fonte de excitação é interna. Além disso a ressonância paramétrica é mais violenta, uma vez que nas regiões de ressonância a amplitude do movimento cresce exponencialmente com o tempo e na ressonância simples a amplitude cresce linearmente com o tempo. Deve-se também frisar que, no caso de ressonância paramétrica, a análise não-linear no tempo é imprescindível quando se deseja o valor da amplitude máxima ( $X_{máx}$ ) para compará-lo com o valor máximo permitido.

#### 4.2.2 – ANÁLISE NÃO-LINEAR NO DOMÍNIO DA FREQUÊNCIA:

Ao se estudar o comportamento de um sistema não-linear no domínio da frequência, detecta-se uma grande variedade de fenômenos físicos, em especial, aqueles ligados à perda de estabilidade. Estes fenômenos são estudados através da teoria das oscilações não-lineares que constitui um ramo bastante representativo da teoria da instabilidade dinâmica (veja, por exemplo, NAYFEH [17], STOCKER [18]). A análise no domínio da frequência é especialmente indicada para sistemas sob forças periódicas, em particular, sob forças harmônicas.

Da teoria das equações diferenciais não-lineares, podem-se ter soluções não periódicas, sendo que, a literatura sobre oscilações não-lineares trata quase que exclusivamente de sistemas com soluções periódicas.

Os métodos aproximados para solução de equações diferenciais não-lineares podem ser classificados como métodos de perturbação ou métodos iterativos. Em ambos os casos pode-se operar diretamente com as equações diferenciais, ou já que se assume usualmente uma resposta periódica, podem-se expressar as variáveis ou forças em termos de séries de Fourier com coeficientes a determinar e resolver as equações algébricas não-lineares resultantes. Muitos desses métodos possuem vantagens e desvantagens para certas classes de problemas e alguns são restritos, podendo trabalhar bem com alguns tipos de equações enquanto com outras não. Tanto ao se usar o método de perturbação quanto o iterativo, pressupõe-se que o grau de não-linearidade é pequeno.

Considerando-se, por exemplo, o método de Duffing (veja ABRAMSON [19]) cuja equação não-linear abaixo, dada por uma função cúbica, expressa o comportamento de uma série de sistemas estruturais onde a diferença qualitativa básica entre os diversos sistemas é determinada pelo valor de  $\beta$ .

$$\ddot{x} + \bar{c}\dot{x} + \omega_o^2 x + \beta x^3 = \bar{F} \cos \omega t \quad (4.6)$$

Tomando-se como primeira aproximação  $x(t) = a \cos(\omega t)$  e fazendo-se  $F=0$  (vibrações livres), obtém-se, segundo Duffing, para vibrações livres não-amortecidas e não-lineares a seguinte relação:

$$\omega^2 = \omega_o^2 + \frac{3a^2}{4} \beta \quad (4.7)$$

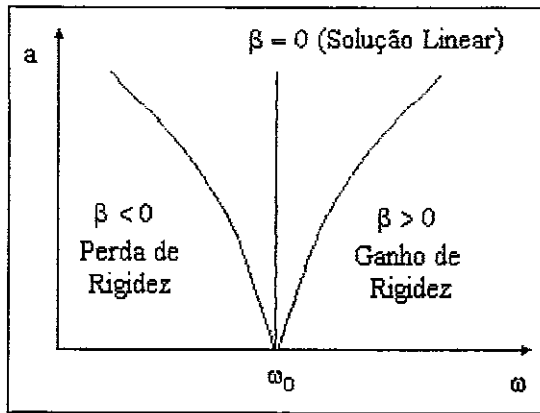


Fig. (4.9) – Vibrações livres não-lineares.

Na Figura 4.9, mostra-se esquematicamente a relação entre a amplitude máxima  $a$  e a frequência circular  $\omega$  para  $\beta = 0$ ,  $\beta < 0$  e  $\beta > 0$ . Quando  $\beta = 0$  tem-se o problema linear e a frequência é independente da amplitude. Quando  $\beta < 0$  a frequência decresce com a amplitude, ou seja, há uma perda de rigidez e para  $\beta > 0$  a frequência cresce com a amplitude e há um ganho de rigidez. As três curvas têm uma tangente comum em  $\omega = \omega_o$ , onde  $\omega_o$  é a frequência natural determinada através da análise linear.

Para o caso de vibrações forçadas amortecidas, seguindo-se o método de Duffing, obtém-se a relação,

$$\boxed{\left[ (\omega_o^2 - \omega^2)a + \frac{3}{4}\beta a^3 \right]^2 + (\bar{c}a\omega)^2 = \bar{F}^2} \quad (4.8)$$

A primeira expressão entre colchetes representa a solução do problema não amortecido ( $\bar{c} = 0$ ). Já que o amortecimento é geralmente pequeno, usualmente da ordem de  $\beta$ , as curvas obtidas através da equação 4.7 são limitadas em amplitude, apresentando um arredondamento na vizinhança da espinha, como ocorre para o caso linear, mostrados na Figura 4.10.

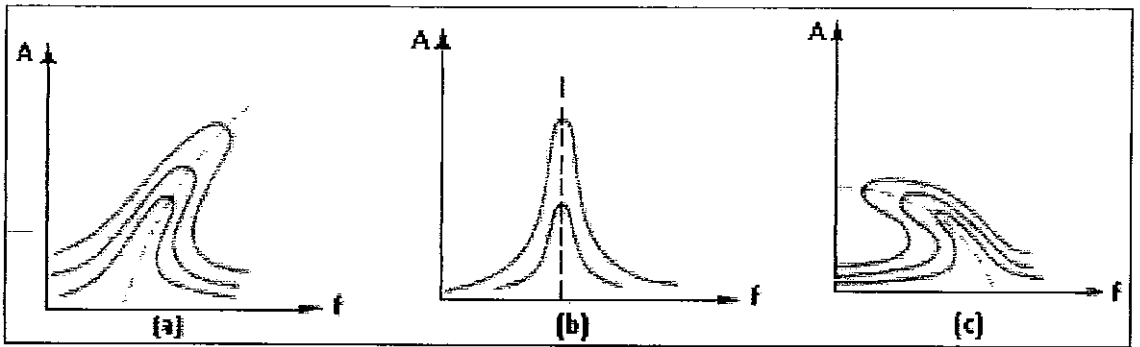


Fig. 4.10 - Efeito do amortecimento na resposta em frequência para  $\beta > 0$ ,  $\beta = 0$  e  $\beta < 0$ .

Portanto, determinar o “grau de estabilidade” do sistema experimental, ou seja os parâmetros que levam o sistema à fronteira da instabilidade serão investigados no decorrer deste trabalho. No caso, para valores críticos da folga do mancal, o grau de estabilidade deverá se anular e desestabilizar o sistema e esses valores determinarão sua fronteira de estabilidade.

Apesar de no texto afirmar que a análise no domínio da frequência é especialmente indicada para sistemas sob forças periódicas ou harmônicas, neste trabalho é feito o uso deste tipo de análise a despeito das forças envolvidas no mesmo serem aleatórias.

### 4.3– REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O estudo de sistemas mecânicos com sintomas de folgas tem sido desenvolvido ao longo das últimas décadas por vários pesquisadores com o intuito de analisar algumas de suas características mais importantes e a melhor forma de identificá-las. Esta não é, porém, uma tarefa fácil, uma vez que por tratar-se de sistemas complexos com características não-lineares, seu comportamento pode tornar-se completamente imprevisível e de difícil solução pelos métodos matemáticos conhecidos.

DEN HARTOG [12], em 1940, foi um dos pioneiros no estudo de tais sistemas e sua contribuição aos trabalhos subsequentes tornou-se uma fonte inesgotável de consultas. Hartog estudou o efeito de sistemas mecânicos submetidos a uma pronunciada não-linearidade, independente de onde ela aparecesse, se na mola, no amortecimento ou em ambos. Ele observou que nos sistemas lineares submetidos a uma perturbação “impura” (uma função periódica rica em harmônicos), grandes amplitudes de vibração podem ser excitadas numa frequência múltipla da fundamental da perturbação. O inverso disso, ou seja, a excitação de grandes amplitudes de uma frequência inferior ( $1/2$ ,  $1/3$ ,  $1/4$ , ...) à fundamental da perturbação, jamais ocorre em um sistema linear.

Nos casos não-lineares, entretanto, isso pode ocorrer e o resultado é a excitação de um grande movimento numa frequência mais baixa que a de perturbação. Esse fenômeno foi denominado de ressonância subharmônica.

Alguns estudos então foram desenvolvidos a partir daí, mas sem muitas mudanças nos resultados já conhecidos.

YAMAMOTO [20], 1955, investigou analiticamente a vibração característica de eixos suportados por mancais de rolamento com folga radial (em ambos os mancais) e seus resultados mostram que a amplitude máxima em uma velocidade crítica bem como o valor da mesma diminuem com o aumento da folga radial, ou seja, a folga pode nitidamente reduzir a aparente localização da velocidade crítica. Yamamoto afirma ainda

que sob a condição acima de uma certa margem de folga, que depende também da quantidade de desbalanceamento, a velocidade crítica desaparece.

Em 1966, porém, EHRICH [21] publicou algumas observações sobre vibrações subharmônicas da ordem de metade da velocidade de rotação em uma turbina a gás. Os resultados mostraram que, no caso de máquinas de alta velocidade de rotação, esse comportamento único era causado pela assimetria na rigidez radial do rotor com características não-lineares nos mancais, sendo que os mesmos são típicos de mancais de deslizamento, embora suas observações tenham sido realizadas em mancais de rolamentos.

Em 1971, DUBOWSKI e FREUDENSTEIN [22] trouxeram importante contribuição ao estudo de sistemas mecânicos com folga ao investigar os efeitos dos impactos em um modelo mecânico simples de uma junta elástica com folga, denominada “Par de Impacto”. Foram consideradas na formulação molas proporcionais de rigidez finita, amortecimento e tempo de contato entre as superfícies e analisados os dois tipos mais comuns de conexão por pino e por esfera com diferentes tipos de carregamento.

Segundo os autores, dentro de certas limitações de carga, a conformidade de contato superficial pode ser calculada baseada na configuração da conexão usando a teoria clássica de Hertz e as não-linearidades provenientes da relação de contato superficial entre diferentes materiais podem ser desprezadas. Observou-se que o aumento da folga eleva notavelmente as forças dinâmicas, especialmente para baixas frequências

BENTLY [23], 1974, propôs e demonstrou experimentalmente que grandes movimentos subsíncronos do rotor podem resultar de uma condição de atrito entre o rotor e o estator, causando um aumento periódico na rigidez do rotor, resultando o que Bently chama de “Normal-Tight”. Uma selagem apertada fora de centro, um contato casual entre rotor e estator podem provocar esta condição.



Uma condição de “Normal-Loose” é também possível se a rigidez radial do rotor é reduzida em uma fração de sua órbita síncrona. A perda de rigidez radial em mancais hidrodinâmicos é uma circunstância anormal, que pode resultar de uma folga excessiva no mancal. Contudo, em alguns rotores suportados por mancais de rolamento, uma pequena folga radial é normalmente deixada para permitir movimento axial do eixo. Essa folga em combinação com uma carga direcional fixa pode produzir esse mesmo mecanismo físico no sistema.

CHILDS [24], 1981, analisando um modelo de rotor tipo Jeffcott, disposto horizontalmente, com folga assimétrica no mancal, apresentou resultados de movimentos subharmônicos para frações exatas da velocidade de rotação, predominantemente a 1/2 e ocasionalmente a 1/3 e 1/4 da rotação, as quais Childs denominou de “Fractional Frequency”. Segundo o autor, essas frequências são mais fáceis de serem excitadas quando a velocidade de rotação do rotor é um múltiplo correspondente da velocidade crítica do rotor. Os resultados demonstram que o movimento subharmônico a 1/2 da velocidade de rotação pode ser explicado ou como um fenômeno de excitação paramétrica linear ou como um movimento subharmônico não-linear estável e para 1/3 da velocidade de rotação é apresentado como sendo possível devido a não-linearidade na rigidez radial.

EHRICH [25], 1988, voltou a estudar a resposta subharmônica de rotores de alta velocidade submetidos a folga radial. O rotor foi modelado numericamente como uma massa simples com dois graus de liberdade e amortecimento proporcional baseado no sistema sem folga. A não-linearidade do sistema, definida pela variável ( $\beta$ ), foi medida pela razão entre a rigidez do suporte dentro da folga ( $k_1$ ) e a rigidez total do suporte além da folga ( $k_2$ ). Foram considerados um alto grau de não-linearidade ( $\beta=0.04$ ) e um baixo amortecimento ( $\xi=0.02$ ). Ehrich observou que na situação real de turbomáquinas, as circunstâncias são consideravelmente complicadas pelo fato de que as folgas, que são responsáveis pela não-linearidade, são elas mesmas afetadas pelas condições de operação da máquina, como temperatura, pressão, lubrificação, empuxo do rotor... que afetam não

só o fenômeno da vibração subharmônica, mas também a frequência natural do sistema que sofre uma nítida elevação a partir de uma certa velocidade de rotação. Essa mudança provavelmente está associada a um aumento na rigidez efetiva dos suportes como resultado do fechamento da folga por causa de temperaturas elevadas em altas rotações.

A comparação das trajetórias do rotor computadas por Ehrich com os resultados experimentais medidos por BENTLY [23] para o 2º e 3º subharmônicos (Fig. 5.1) e por MUSZYNSKA [26] para o 2º, 3º e 4º subharmônicos foram bastante satisfatórios, com o movimento de translação do rotor na direção vertical (predominantemente na frequência natural) formando as epicycloides nas órbitas, típicas de sistemas não-lineares, enquanto que o movimento horizontal é essencialmente harmônico e síncrono. Observou-se que com o aumento do amortecimento ou baixa não-linearidade, o fenômeno desaparece.

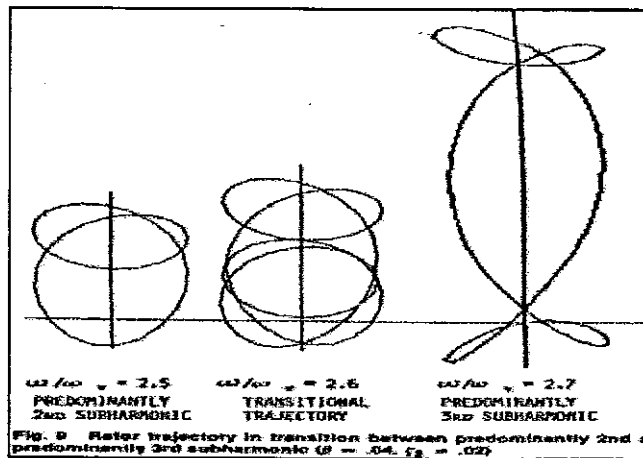


Fig. 5.1 – Trajetória do Rotor.

Em 1991, GUPTA [28], analisou o fenômeno de instabilidade induzida por folgas em mancais de rolamento, especificamente na gaiola e pistas. A simulação do movimento dinâmico da gaiola é usado para desenvolver correlações entre a folga na gaiola e a estabilidade global do sistema.

Foi utilizado um rotor padrão com rolamentos de 30 mm de diâmetro com esferas de cerâmica e pistas de aço e assumida uma velocidade de rotação da ordem de 70 krpm com uma carga combinada de empuxo de 1000 N e uma carga radial rotativa de 500 N. Gupta enfatiza que tanto a geometria quanto as condições de operação no mancal não representam qualquer aplicação prática específica e que todos os parâmetros selecionados para demonstrar o sentido prático do modelo aproximado são totalmente arbitrários.

Foram realizadas simulações com a folga na gaiola e pistas variando entre 0.05 mm e 0.50 mm, onde são identificadas aquelas que induzem as instabilidades. As órbitas coletadas mudam da forma circular para poligonal (Figuras 5.2 a~f) e para uma forma grosseiramente errática. Isso acontecendo alternadamente, segundo o autor, pode levar a falhas catastróficas.

Para as condições de operação selecionadas e a faixa de folga da gaiola, os resultados mostram uma correlação definida entre a estabilidade e a folga da gaiola, mas esses resultados diferem dos de MERRIMAN E KANNEL [29], que não relataram nenhum efeito da folga na gaiola sobre a estabilidade. Em vista das diferenças geométricas e dos parâmetros operacionais, torna-se muito difícil tirar qualquer conclusão que se aplique a todos os casos.

As Figuras 5.2(a) e 5.2(b), com folgas entre esferas e gaiola de 0,05 mm e 0,10 mm, respectivamente, e de 0,20 mm entre esferas e pista externa, apresentam uma leve instabilidade no início do movimento, estabilizando em seguida, com amplitudes nas direções Y e Z também estáveis. Como o principal objetivo desse trabalho é identificar a partir de qual dimensão de folga aparece instabilidade no sistema, esse resultado demonstra que não houve excitação com esse nível de abertura. A Figura 5.2(c) com folgas entre esferas e gaiola de 0,30 mm e de 0,20 mm entre esferas e pista externa, apresenta um comportamento instável no movimento, porém, estável em termos de amplitude em relação às Figuras 5.2(a) e 5.2(b). É interessante observar que a Figura

5.2(e) mostra o sistema estável, mesmo apresentando os mesmos valores de folgas que na Fig. 5.2(c), com a diferença que a folga passa a ser entre as esferas e a pista interna. Nesse mesmo caso, quando a folga entre as esferas e a gaiola passa a ser de 0,50 mm, ocorre uma pequena instabilidade, não tão severa quanto as observadas com a pista externa. É difícil avaliar o motivo que induz o sistema a se comportar dessa forma e o texto não entra no mérito dessa questão, nem tampouco fornece informações mais detalhadas de como foram monitorados os deslocamentos da gaiola quando a folga era entre as esferas e as pistas externa ou interna.

Imaginando, por outro lado, a forma como foi formulado o problema, monitorando-se o deslocamento da gaiola, quando a mesma está sendo guiada pela pista interna, portanto, acoplada ao eixo, e a folga sendo definida entre as esferas e a pista externa, existe um movimento de rotação do eixo em um sentido (horário por exemplo) e o movimento de rotação das esferas em torno do seu próprio eixo no sentido oposto além do movimento de translação das esferas no sentido de rotação do eixo (Fig. 5.3 (a)). À medida que a folga vai sendo introduzida, as esferas perdem o contato com a pista externa (Fig. 5.3 (b)). e com isso pode-se assegurar apenas o movimento de rotação do eixo, a gaiola e as esferas passam a não ter um movimento definido (isso para folgas elevadas) e quando ocorre o impacto com a parte estática, no caso a pista externa, a tendência é atrasar o movimento de precessão direta do eixo e forçá-lo a um movimento de precessão retrógrada, provocando com isso uma instabilidade no sistema.

Esse processo também ocorre quando a gaiola está sendo guiada pela pista externa, porém, com menor intensidade uma vez que a gaiola não está girando com o eixo e praticamente não há tendência de frear seu movimento.

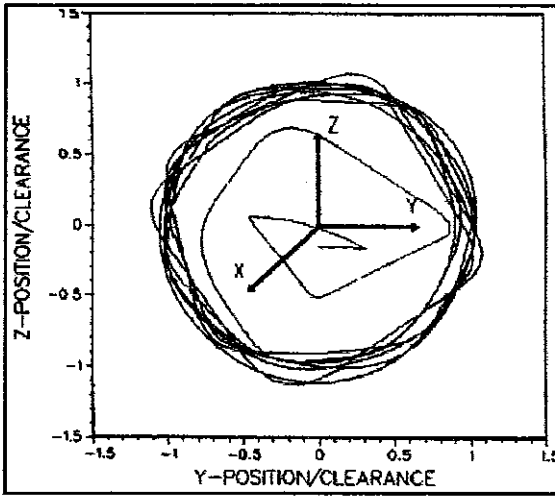


Fig.(5.2e) - Órbita com folga de 0,30 mm entre esferas e gaiola e de 0,20 mm entre esferas e pista interna

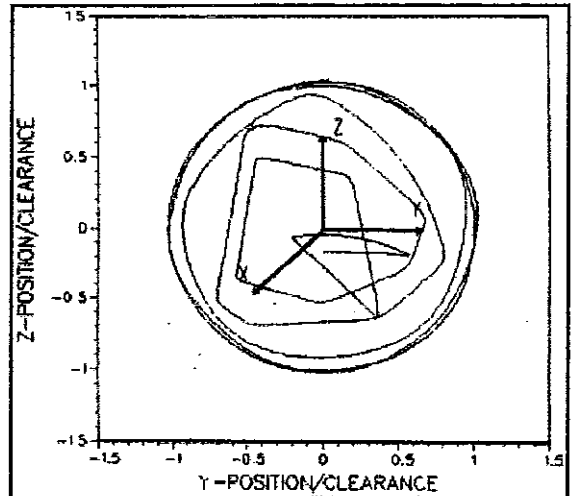


Fig.(5.2f) - Órbita com folga de 0,50 mm entre esferas e gaiola e de 0,20 mm entre esferas e pista interna

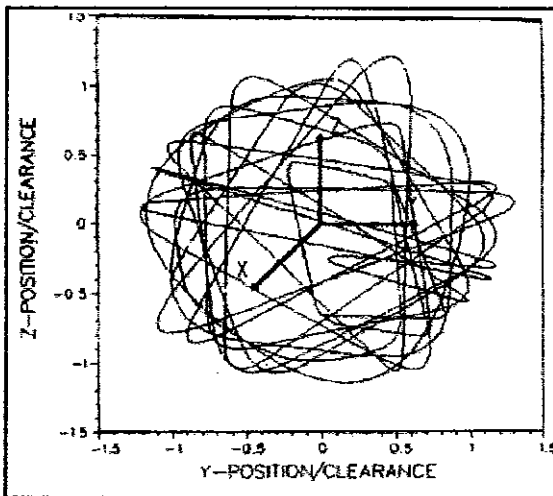


Fig.(5.2c) - Órbita com folga de 0,30 mm entre esferas e gaiola e de 0,20 mm entre esferas e pista externa

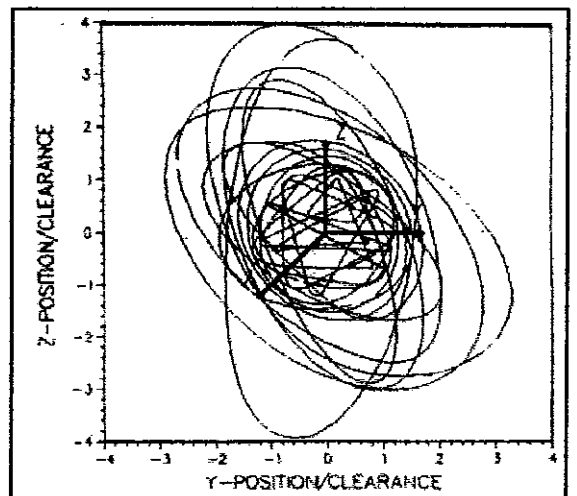


Fig.(5.2d) - Órbita com folga de 0,50 mm entre esferas e gaiola e de 0,20 mm entre esferas e pista externa

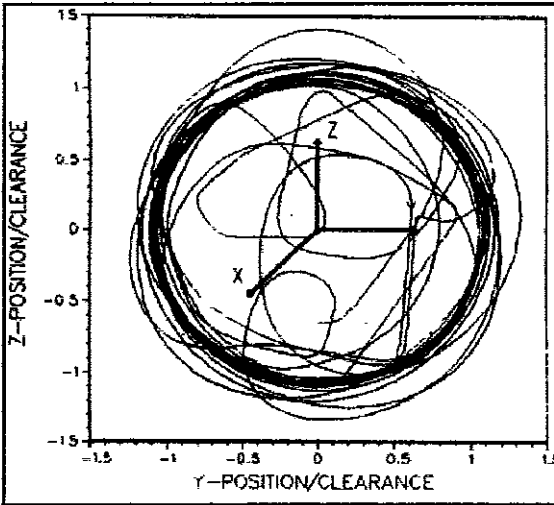


Fig. (5.2a) - Órbita com folga de 0,05 mm entre esferas e gaiola e de 0,20 mm entre esferas e pista externa

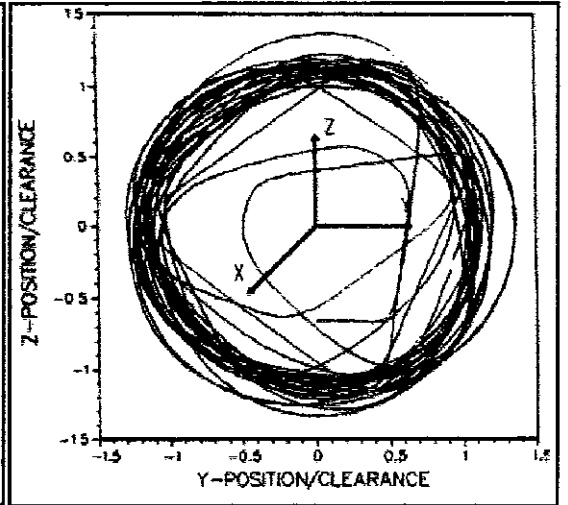


Fig. (5.2b) - Órbita com folga de 0,10 mm entre esferas e gaiola e de 0,20 mm entre esferas e pista externa

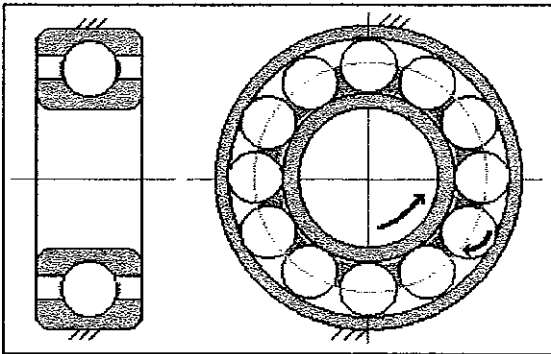


Fig. 5.3 (a) - Rolamento sem folga

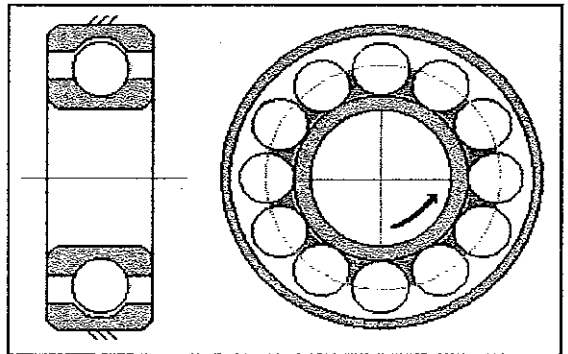


Fig. 5.3 (b) - Rolamento com folga

Como pode-se observar nas figuras do artigo de Gupta, mesmo quando as folgas já são bastante grandes para um rolamento comum, não há formação de epiciclóides (formação de círculos internos) nas órbitas, apesar de mostrar um comportamento que, em alguns casos, tende ao caos. O que se conclui dessa observação é que as variáveis necessárias para provocar um movimento de precessão retrógrada no sistema, provenientes dos impactos e atritos superficiais, não foram incorporadas nas equações do modelo, resultando apenas nos movimentos de precessão direta. Por outro lado,

aplicação da pré-carga no eixo diminui a tendência à instabilidade, contribuindo para um comportamento mais estável do sistema.

Dentre os artigos analisados, o de Gupta tem uma identificação maior com o trabalho aqui proposto, apesar das características geométricas e parâmetros de análise de cada modelo terem suas peculiaridades, o que resultou em órbitas diferentes, porém, com características de instabilidade bem definidas em ambos os casos.

Do presente trabalho, com suas características descritas no capítulo 2, e reservado aqui seu intuito de aprendizado e estudo de uma classe particular de problema, será descrito a seguir como foram realizadas as modelagens, experiências e os resultados obtidos.

## **CAPÍTULO 5**

### **LEVANTAMENTO EXPERIMENTAL E COMPUTACIONAL DOS PARÂMETROS MODAIS DO SISTEMA SEM FOLGA**

#### **5.1 – INTRODUÇÃO:**

Com a necessidade de se conhecer todas as características dinâmicas do sistema modelado no que diz respeito às suas frequências naturais e modos de vibração, lançou-se mão de dois programas computacionais, citados na introdução deste trabalho, e os quais serão apresentados agora apenas alguns conceitos básicos da sua estrutura e a forma como foram feitas as modelações. Para maiores informações a respeito dos mesmos, poderão ser consultadas as referências [5], [30] e [31]. Serão apresentados também os sinais da análise modal realizados na estrutura bem como seus respectivos modos calculados pelo programa MATMEF e a experiência realizada no sistema ainda sem folga.

#### **5.2 – PROGRAMAS UTILIZADOS PARA MODELAGEM E SIMULAÇÃO DOS SISTEMAS ROTOR/MANCAIS E ROTOR/MANCAIS/ESTRUTURA SEM FOLGA.**

##### **5.2.1 – Programa ROTMEF:**

O código computacional ROTMEF [30] foi concebido tendo como finalidade a análise dinâmica de um sistema eixo-disco-mancais através da modelagem, cálculo de resposta natural e de resposta forçada do mesmo.

Está basicamente estruturado em três módulos, sendo que o primeiro consiste na entrada de dados via um editor de elementos através do qual os parâmetros do eixo, disco e mancais para cada nó são inseridos para compor o modelo estudado. Neste



módulo ainda é feita a montagem e gravação em disco das matrizes globais do modelo para análise posterior.

No segundo módulo são calculados os modos e frequências naturais do sistema em função da sua velocidade de rotação, através da solução do problema de autovalor associado. Pode-se ainda observar a forma dos modos naturais calculados a partir da sua apresentação nodal ou da representação espacial do sistema completo.

O terceiro módulo consiste do cálculo e da representação gráfica da resposta forçada do sistema quando submetido a carregamento externo, sendo este cálculo dividido em duas partes: resposta transiente e resposta em regime permanente.

A resposta transiente é calculada a partir da técnica de integração direta das equações de movimento quando o sistema é submetido a perturbações externas consideradas na forma de aceleração, desaceleração, passagem por velocidade crítica, resposta a condições iniciais de deslocamento ou velocidade ou na forma de um vetor de forças composto da soma de componentes aleatórias, constantes e periódicas.

O carregamento é definido em cada nó através de um editor que permite a entrada do valor de cada parcela individualmente, possibilitando a definição da forma de aplicação do mesmo através de uma função de crescimento exponencial no tempo. Isso permite a aplicação gradativa da carga, evitando resultados falsos decorrentes de carregamentos subitamente aplicados. A aceleração ou desaceleração é definida a partir de parâmetros como velocidade inicial e final, tempo de estabilização e o tipo de função de variação da rotação – linear ou exponencial.

Os parâmetros da simulação são definidos antes ou durante o processo, consistindo do tipo de representação (plana ou espacial), função representada (entrada ou saída), nó de observação, passo de tempo para integração, método de integração empregado (Newmark ou Wilson- $\theta$ ) e escalas dos eixos.

A resposta em regime permanente é calculada , segundo três tipos de excitação: desbalanceamento, excitação assíncrona (múltipla e não múltipla da rotação) e excitação harmônica. Aqui também é possível editar o carregamento por nó, sendo que para o desbalanceamento define-se a massa e a excentricidade da mesma em relação à linha de centro do eixo, e para os outros dois tipos define-se a força correspondente à excitação.

O efeito do cisalhamento permite a flexibilização do eixo reduzindo o valor de suas frequências naturais e a redução das dimensões do sistema, através do método PSEUDO-MODAL, são considerados ou não na simulação a partir da seleção da opção antes da entrada no módulo de resposta livre ou forçada.

Na opção de Edição do Modelo, um editor de elementos finitos é carregado, permitindo a definição das propriedades físicas do modelo em cada um dos elementos que o compõem. Pode-se compor o modelo com até quatro tipos de elementos:

- **Elemento de Eixo:** Elemento de viga de Timoshenko de 2 nós com 4 graus de liberdade por nó (dois deslocamentos translacionais e dois rotacionais).
- **Elemento de Disco:** Elemento de disco rígido consistindo de massa e inércia concentradas.
- **Elemento de Mancal Guia:** Elemento de apoio, com rigidez e amortecimento direcionais linearizados e massa concentrada.
- **Elemento de Mancal de Escora:** Elemento de apoio, com rigidez e amortecimento direcionais linearizados e com inércia concentrada. Permite a sustentação no caso de modelos de rotores verticais.

### **5.2.2 - Programa MATMEF:**

O programa MATMEF [31] foi concebido com a finalidade de se desenvolver um modelo numérico que representasse o comportamento dinâmico da estrutura do modelo da máquina rotativa montado no Laboratório de Acústica e Vibrações da

COPPE/UFRJ. O programa calcula as frequências naturais e modos de vibrações associados da estrutura do modelo, representando-as graficamente e gerando as matrizes de inércia e rigidez do sistema.

O MATMEF emprega o Método dos Elementos Finitos, devido à facilidade de adaptação a geometrias complexas, através da linguagem de programação **MATLAB** para a realização das operações entre matrizes e vetores.

Para a geração do modelo, o MATMEF utiliza quatro tipos de elementos que são necessários e suficientes para a modelagem da estrutura:

- 1) **Elemento de Viga:** Para modelagem dos pilares ou das colunas da estrutura e do eixo.
- 2) **Elemento de Casca:** Para modelagem das placas da torre e tampo da mesa.
- 3) **Elemento de Mola:** Para representar a rigidez dos mancais.
- 4) **Elemento “Rígido”:** Para impor um movimento rígido entre dois nós.

Portanto, conhecidos os conceitos básicos de funcionamento dos programas ROTMEF e MATMEF, vários modelos foram construídos para se definir as melhores dimensões do novo rotor e as modificações na estrutura necessárias para acomodá-lo, com o objetivo de se obter velocidades críticas mais elevadas que as frequências naturais mais baixas da estrutura, conseqüentemente, uma faixa mais ampla para as velocidades de rotação de teste do sistema.

### 5.3 - EXPERIMENTO 1: Sistema Sem Folga

#### 5.3.1 – Modelagem do sistema rotor/mancais com o programa ROTMEF e rotor/mancais/estrutura com o programa MATMEF:

Foram feitos testes para identificação das frequências naturais para vários diâmetros de eixo e posição do disco maior ao longo do eixo (disco maior intercambiável). Esta modificação, apesar de introduzir mais erros no sistema, foi implementada com o intuito de criar uma maior versatilidade nas experiências e servir para estudos futuros em diferentes condições.

Foram utilizados os seguintes parâmetros de configuração para o novo eixo:

- Material do Eixo.....: Aço Inoxidável
- Módulo de Rigidez.....:  $1,9 \times 10^{11}$  N/m<sup>2</sup>
- Módulo de Elasticidade.....:  $7,31 \times 10^{10}$  N/m<sup>2</sup>
- Massa Específica.....:  $7,6 \times 10^3$  Kg/m<sup>3</sup>
- Rigidez Direcional  
Aproximada dos Mancais.....:  $5 \times 10^7$  N/m
- Amortecimento.....: Nulo

Dos resultados dos testes, optou-se por um eixo com as dimensões mostradas no capítulo 3 nas Figuras 3.2, 3.3 e 3.4, sendo a posição ideal do disco maior na parte superior do eixo, próximo ao mancal superior (Fig. 5.1). Essa posição forneceu uma frequência natural mais elevada, conforme desejado. Os resultados das frequências e modos naturais são apresentados nas Figuras 5.2 e 5.3.

Nas simulações realizadas com o ROTMEF para o sistema eixo/mancal sem folga (Figuras 5.2 e 5.3) observa-se que a resposta natural para o primeiro modo, sem efeito giroscópico, apresenta uma frequência de 72,64 Hz e com efeito giroscópico, a 4200

rpm, essa frequência sobe para 78,67 Hz (precessão direta). Este resultado condiz com o teste experimental realizado através de impacto no eixo (Fig. 5.4), onde se obteve a frequência de 71,5 Hz.

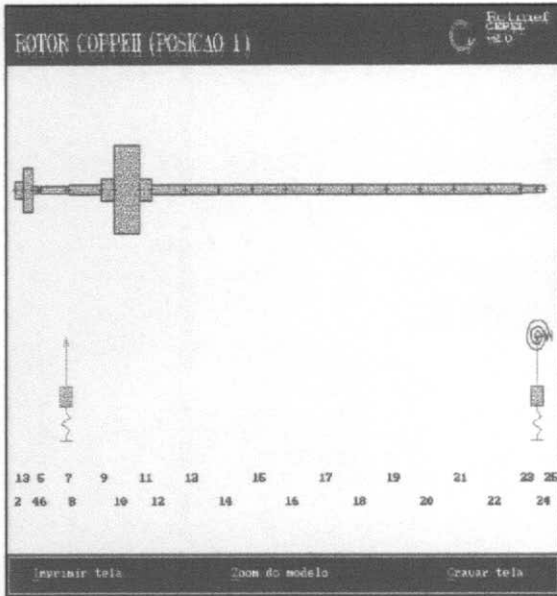


Fig. 5.1 – Desenho da Posição dos Discos e Mancais no Eixo.

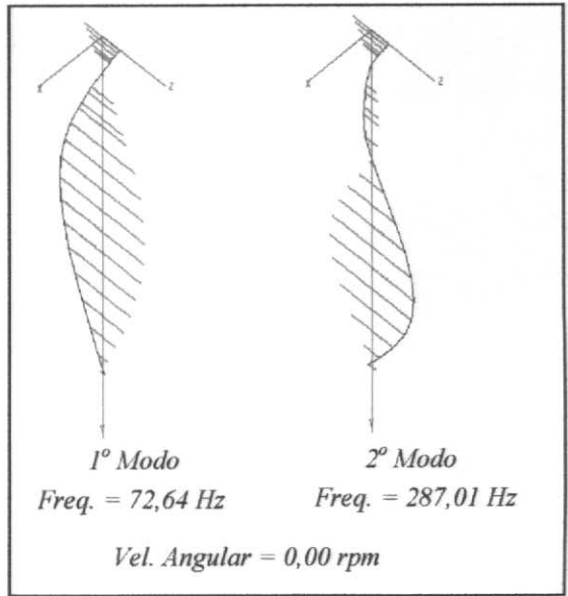


Fig. 5.2 – Frequências e Modos Naturais de Vibração – Vel. Angular Nula.

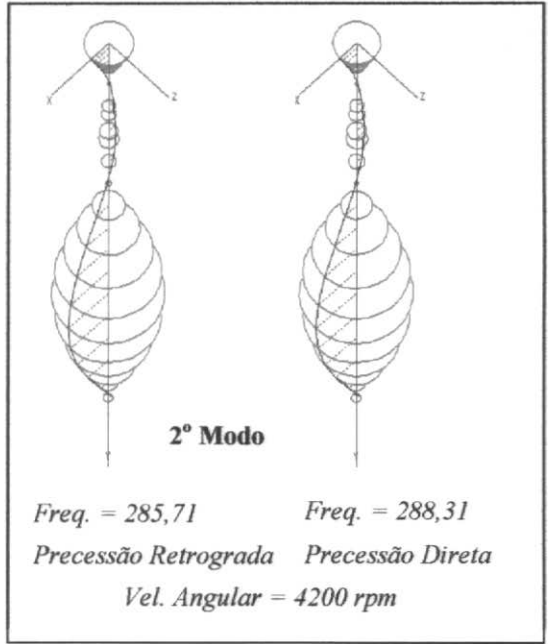
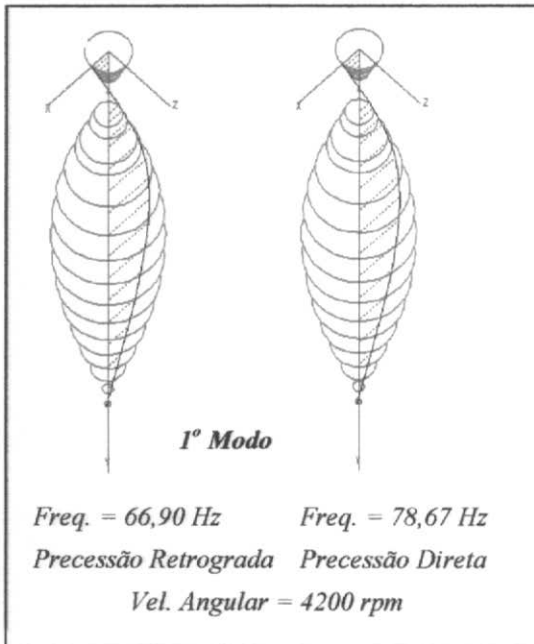


Fig. 5.3 – Frequências e Modos Naturais de Vibração – Vel. Angular Constante

Como esse teste foi realizado com o acelerômetro preso radialmente ao disco maior do eixo através de sua base magnética, levando a um acréscimo de massa no rotor, tornou-se necessária a correção dessa frequência, elevando seu valor para 74,1 Hz, conforme cálculo mostrado na equação 5.1, com base em um modelo de um grau de liberdade. Esse resultado difere 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 modelagem, especificação de rigidez dos mancais e da própria equação de correção da frequência experimental, pode-se considerar o resultado muito bom.

$$f_s = f_m \sqrt{\frac{m_s + m_a}{m_s}} = 71,5 \sqrt{\frac{1,0 + 0,074}{1,0}} = 74,1 \text{ Hz} \quad (5.1)$$

$f_s$  = 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)

A Figura 5.5 mostra como a velocidade de rotação do rotor afeta o valor das frequências naturais de precessão do sistema e o diagrama de Campbell apresenta os valores das velocidades críticas quando a curva de velocidade própria intercepta as curvas das frequências naturais. A forma anti-simétrica da matriz de efeito giroscópico implica em duas frequências naturais distintas, correspondendo aos chamados modos de precessão retrograda e precessão direta.

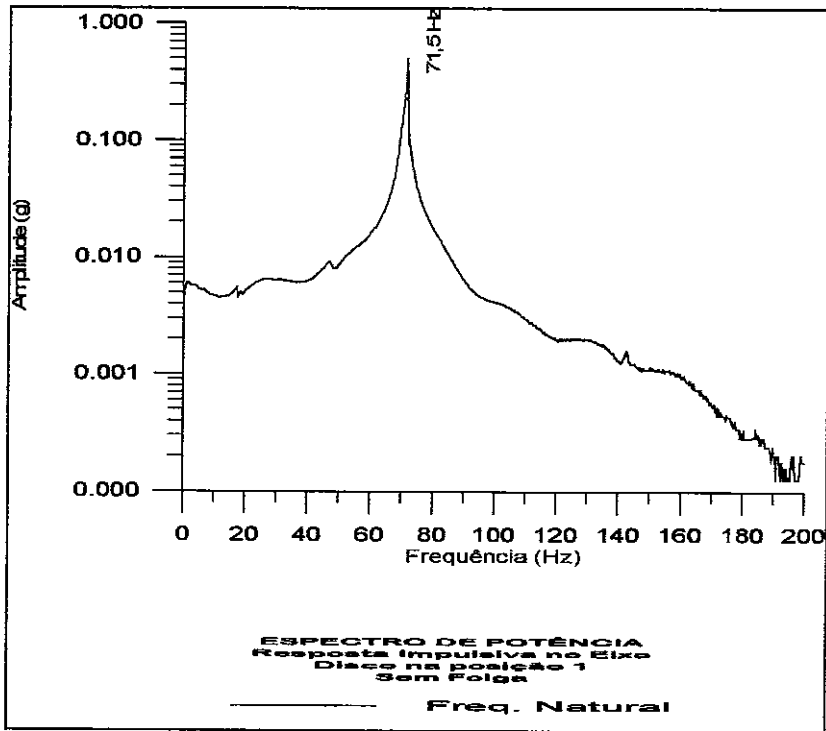


Fig. 5.4 - Resposta impulsiva no eixo com acelerômetro fixado ao disco maior

Nos ensaios com o sistema sem folga chegou-se a atingir, no limite, 74 Hz de frequência de rotação, sendo a primeira velocidade crítica de precessão direta identificada no diagrama igual a 78 Hz. Portanto, como não foi balanceada nenhuma velocidade crítica, trabalhou-se com uma velocidade de rotação variando entre 70 e 72 Hz e o fundo de escala em frequência nos espectros em 100 e 200 Hz, uma vez que a análise do conteúdo de alta frequência dos sinais, abundantes em mancais de rolamentos com princípio de deterioração, está além do escopo desse trabalho. Além disso, quanto maior o fundo de escala em frequência, menor a definição do conteúdo de baixa frequência, onde limita-se a faixa de interesse do presente trabalho.

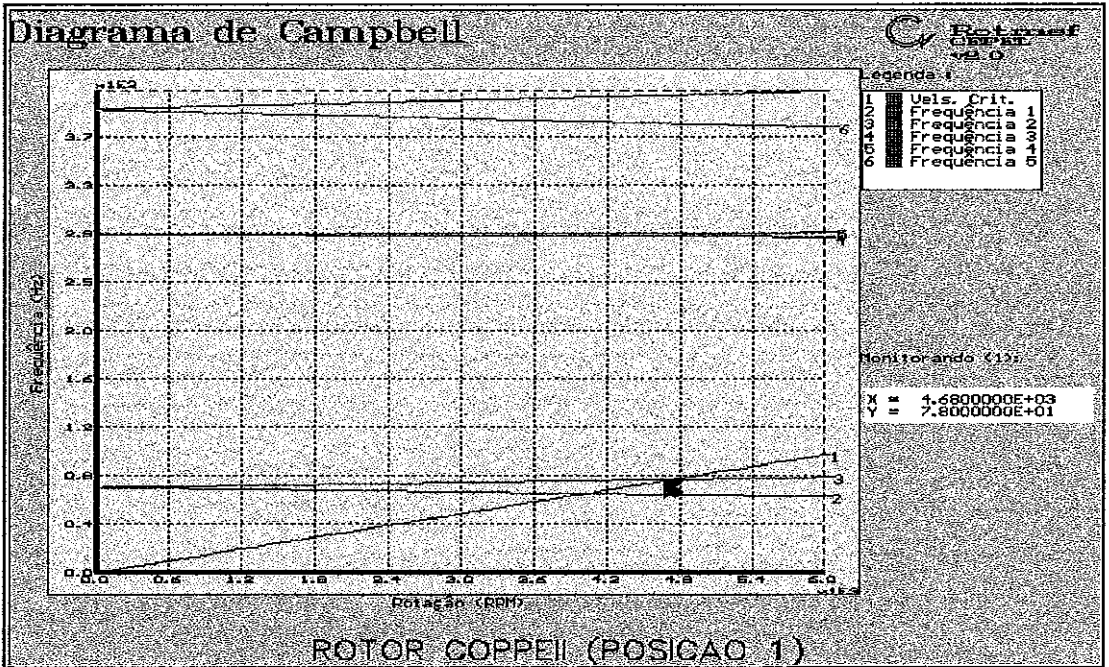


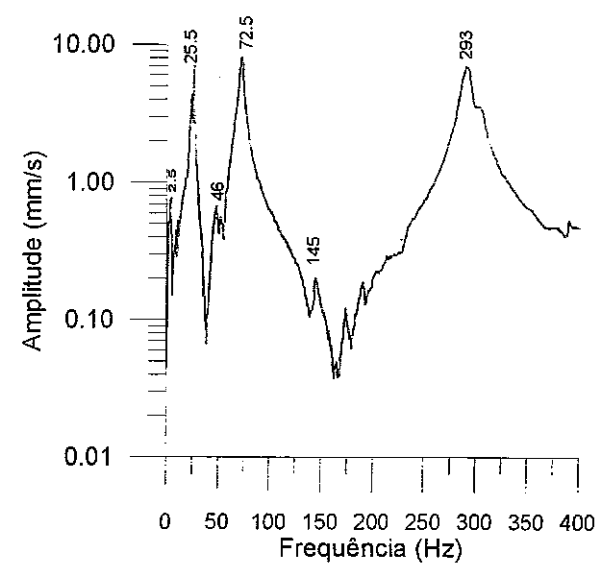
Figura 5.5 – Diagrama de Campbell

#### 5.4 – Levantamento dos Parâmetros Modais da Estrutura Estacionária – Modelagem Computacional e Análise Modal

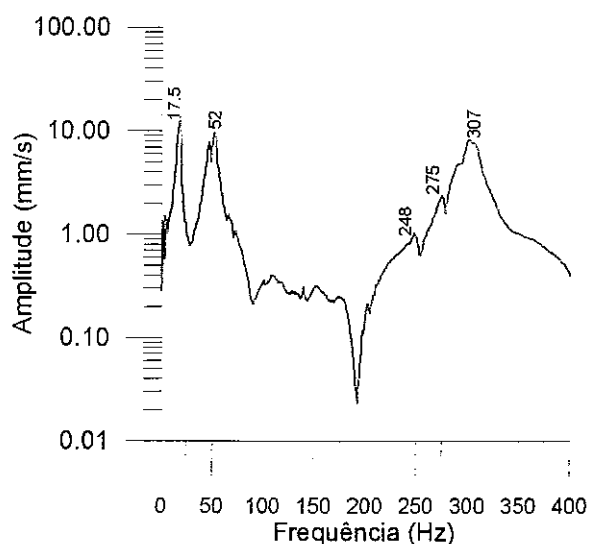
Nos testes de análise modal da estrutura observou-se que na maior parte dos espectros temos uma relação muito próxima com os resultados obtidos na simulação computacional (MATMEF) e que diferem muito pouco de uma análise modal realizada anteriormente nessa mesma estrutura, inicialmente por ROCHA [6] e posteriormente por ALBUQUERQUE [32]. Essa pequena diferença se deve a algumas mudanças que foram realizadas na estrutura para acomodar o novo rotor que possuía um comprimento maior que o anterior.

As Figuras 5.6 e 5.7 mostram os espectros lineares obtidos por meio de resposta impulsiva ao longo da estrutura com o objetivo de identificar suas frequências naturais e, portanto, aquelas que ficariam abaixo da velocidade de rotação da máquina (frequências

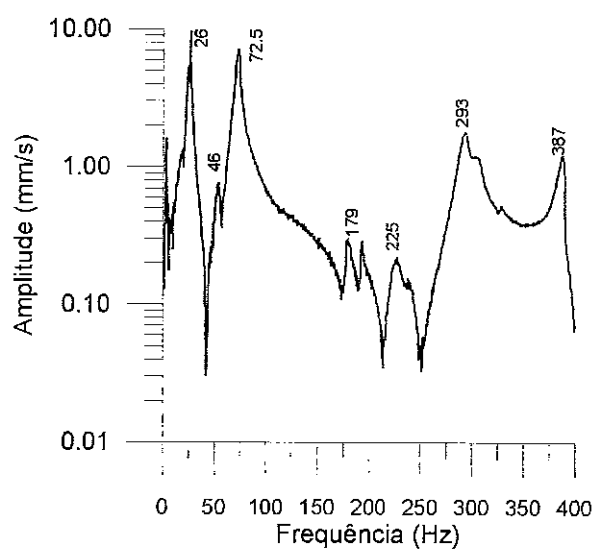




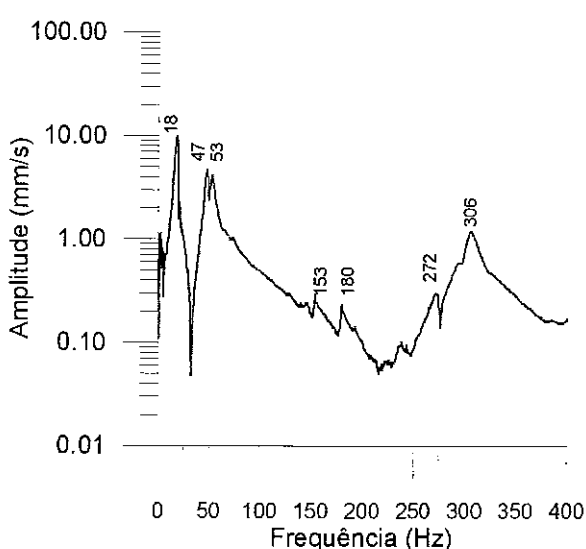
Resposta Impulsiva na Base do Motor - Direção X



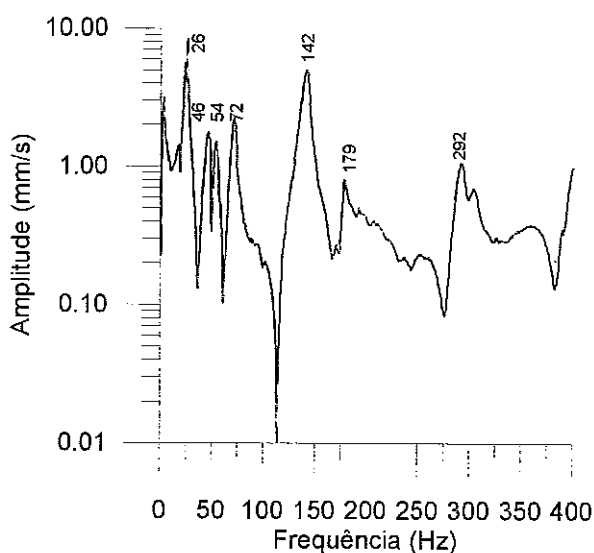
Resposta Impulsiva na Base do Motor - Direção Z



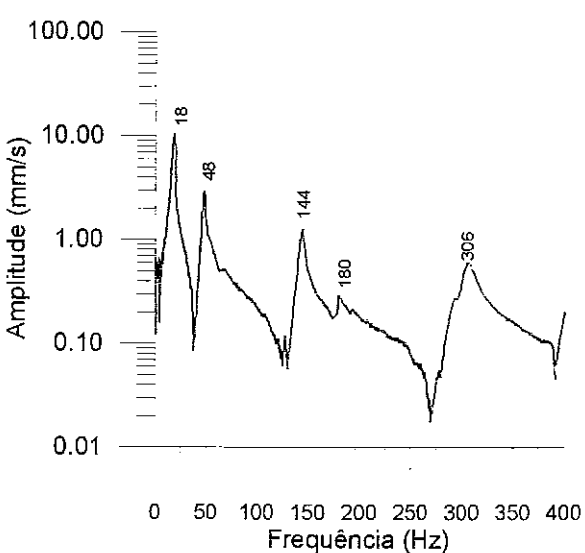
Resposta Impulsiva no Mancal Superior - Direção X



Resposta Impulsiva no Mancal Superior - Direção Z

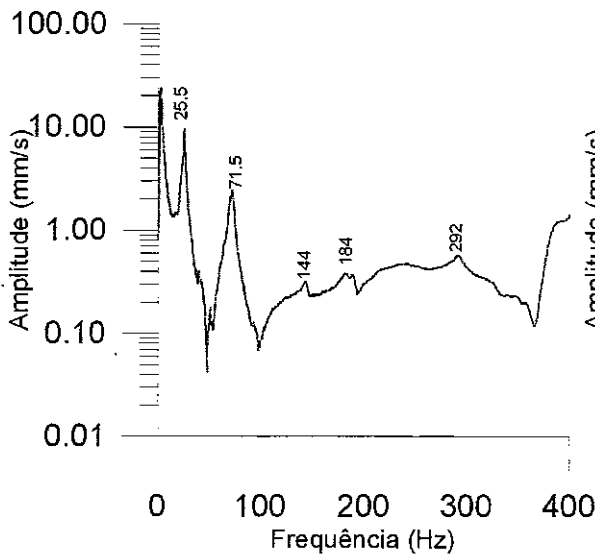


Resposta Impulsiva no Meio da Estrutura - Direção X

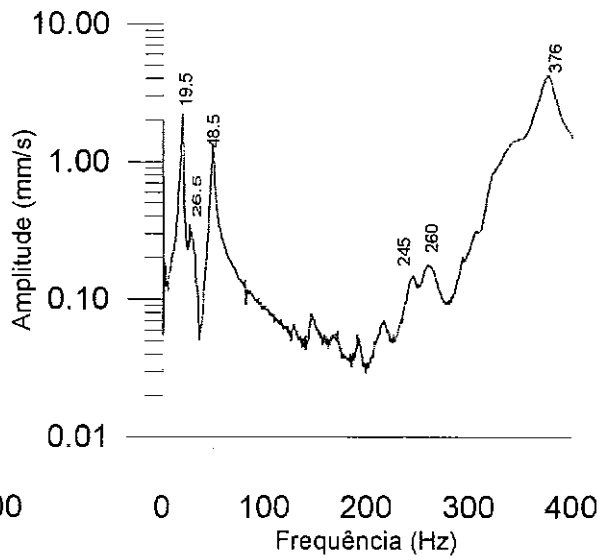


Resposta Impulsiva no Meio da Estrutura - Direção Z

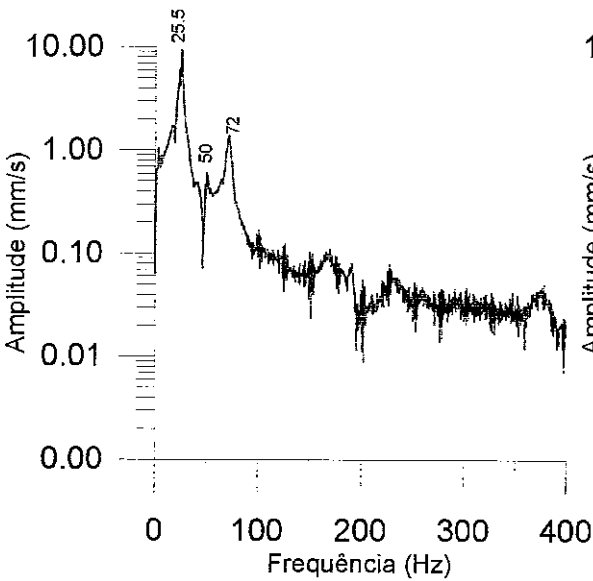
Fig. 5.6 - Resposta impulsiva na base do motor, mancal superior e meio da torre nas direções X e Z.



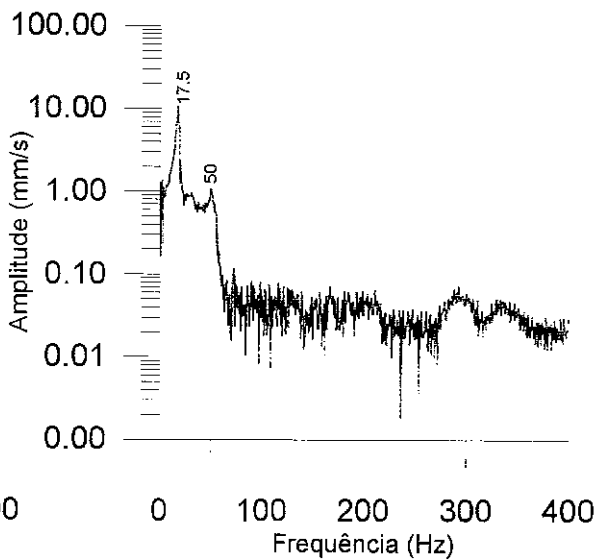
**Resposta Impulsiva na Base da Mesa na Direção X**



**Resposta Impulsiva na Base da Mesa na Direção Z**



**Resposta Impulsiva no Mancal Inferior na Direção X**



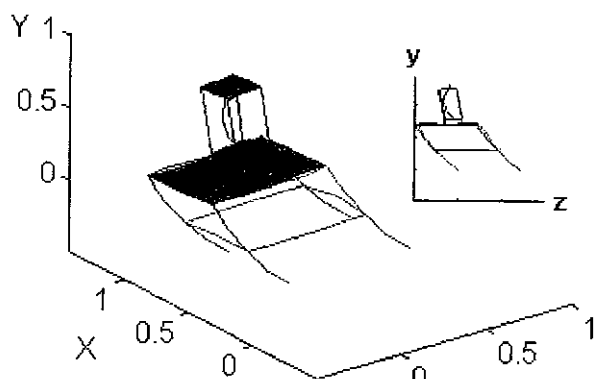
**Resposta Impulsiva no Mancal Inferior na Direção Z**

**Fig. 5.7 - Resposta impulsiva na base da mesa e mancal inferior nas direções X e Z.**

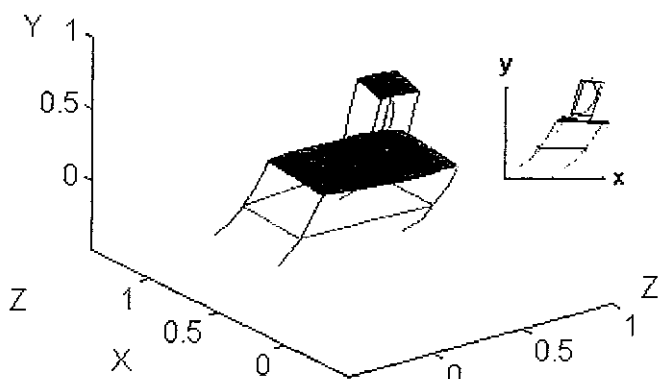
subsíncronas) e poderiam ser excitadas no processo de abertura da folga. Nessa faixa de interesse as frequências mais importantes identificadas foram aproximadamente 26,00 Hz na direção X e 18,00 Hz na direção Z (Essas direções podem ser observadas na Figura 5.8). Observa-se nos espectros que essas frequências aparecem ao longo da estrutura da torre e base da mesa, podendo-se a princípio afirmar desse fato que trata-se de um modo de flexão da torre ou da mesa. Outras frequências importantes também aparecem a aproximadamente 72,50 e 293,00 Hz na direção X e 52,00 e 306,00 Hz na direção Z, porém, as frequências superiores a 100 Hz não serão objetos de investigação desse estudo, uma vez que estão fora da região de interesse, porém, algumas frequências superiores a 100 Hz ainda podem ser observadas na Figura 5.9.

As Figuras 5.8 e 5.9 apresentam os modos e as frequências naturais calculados pelo programa MATMEF com o objetivo de avaliação modal do sistema e de correlacioná-los com as frequências naturais registradas nas respostas impulsivas. Esse programa inclui também as rotinas para calcular as frequências naturais do eixo acoplado à estrutura (sem efeito giroscópico) e essa frequência foi identificada para o primeiro modo, de acordo com a Figura 5.8, como 74,40 Hz na direção X e 75,52 Hz na direção Z. Esta pequena diferença pode ser justificada pela assimetria na rigidez da estrutura que, conseqüentemente, acaba afetando tais frequências, que deveriam ser iguais devido à simetria do eixo e da rigidez direcional dos mancais. Os modos representados pelas frequências naturais de 19,87 Hz na direção Z e 21,15 Hz na direção X, que podem ser associadas com as frequências de 18,00 Hz e 26,00 Hz dos testes experimentais, foram confirmados na simulação como modos de flexão da mesa nas respectivas direções.

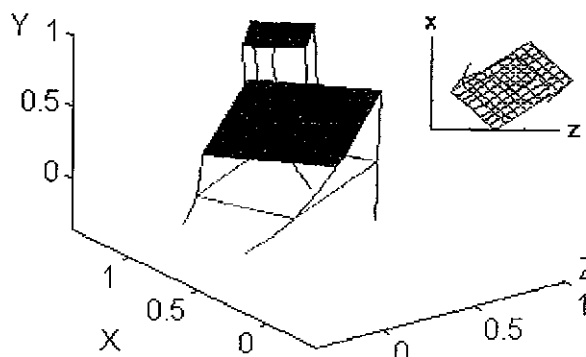
A maior parte das frequências naturais identificadas nos espectros das respostas impulsivas da estrutura pode ser associada a um modo identificado nas simulações. Notou-se entretanto que algumas das frequências naturais não aparecem nos testes experimentais. As razões que levaram o sistema real a não apresentar algumas dessas frequências é que, dependendo da intensidade, número de médias, material usado para excitar a estrutura e locais onde foi colocado o transdutor e aplicados os impactos,



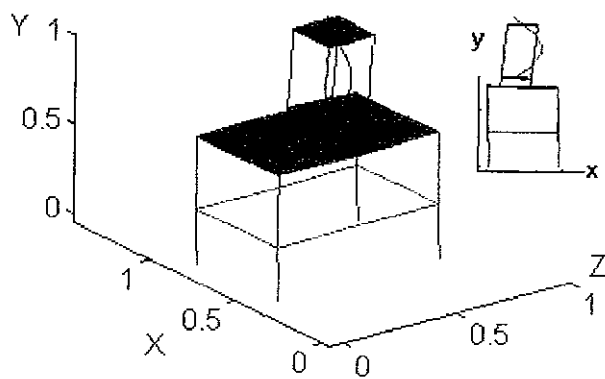
**Modo de Flexão da mesa - Dir. Z**  
**Frequência = 19.87 Hz**



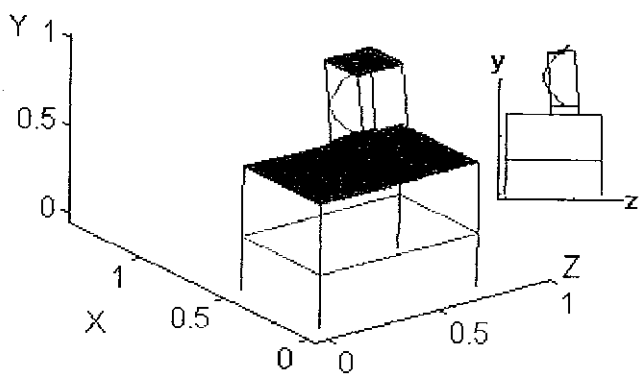
**Modo de Flexão da mesa - Dir. X**  
**Frequência = 21.16 Hz**



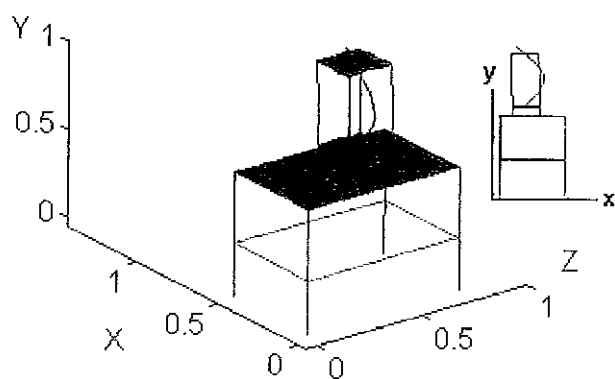
**Modo de torção da Mesa**  
**Frequência = 42.64 Hz**



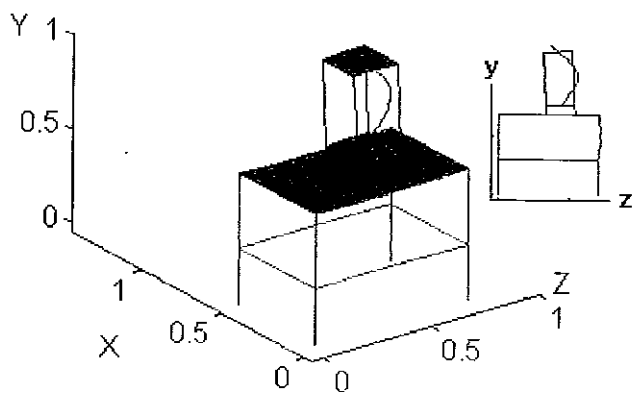
**Modo de Flexão da Torre - Dir. X**  
**Frequência = 63.20 Hz**



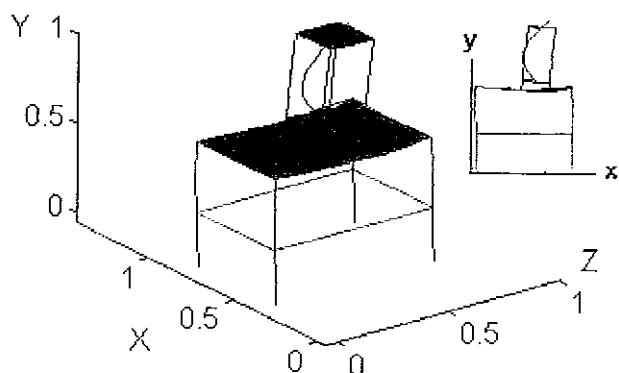
**Modo de Flexão da Torre - Dir. Z**  
**Frequência = 65.82 Hz**



**1ª Frequência Natural do Eixo - Dir. X**  
**Frequência = 74.40 Hz**

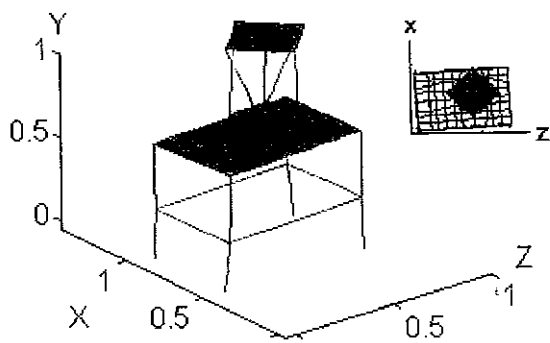


**1ª Frequência Natural do Eixo - Dir. Z**  
**Frequência = 75.52 Hz**

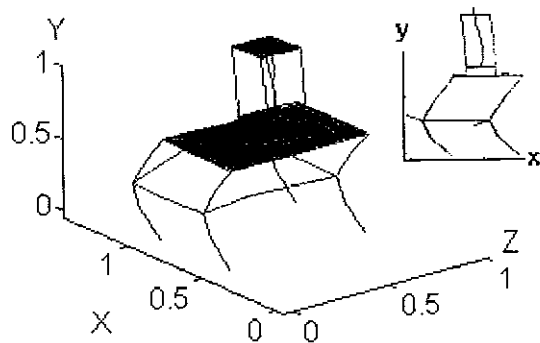


**Modo de Flexão da Tampa da Mesa**  
**Frequência = 87.31 Hz**

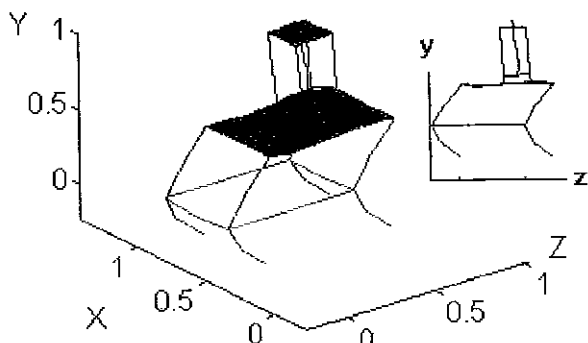
**Fig. 5.8 - Modos de vibração e frequências naturais associadas calculadas pelo MATMEF nas direções X e Z.**



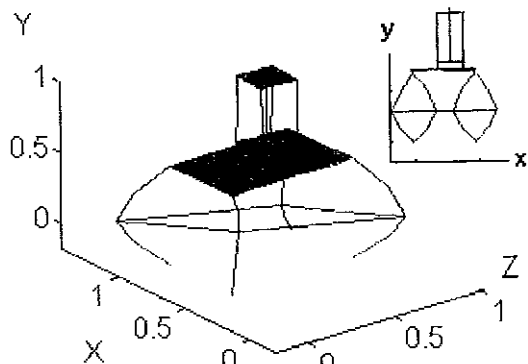
**Modo de Torção da Torre**  
**Frequência = 138.66 Hz**



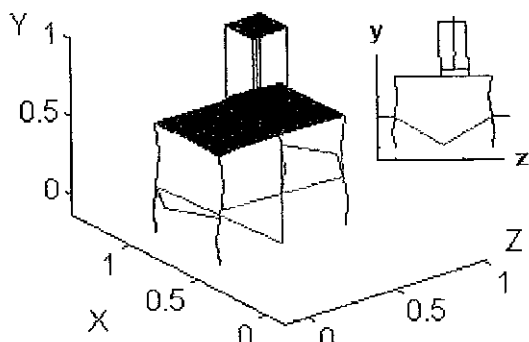
**Modo de Flexão da Mesa - Dir. X**  
**Frequência = 165.11 Hz**



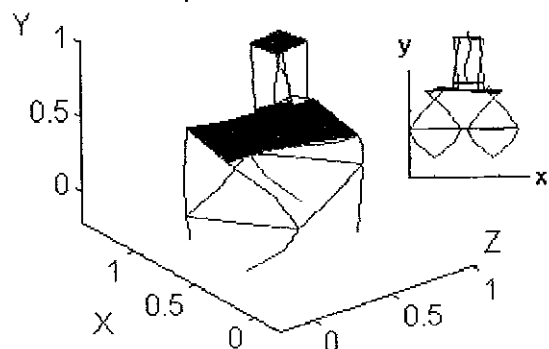
**Modo de Flexão da Mesa - Dir. Z**  
**Frequência = 168.51 Hz**



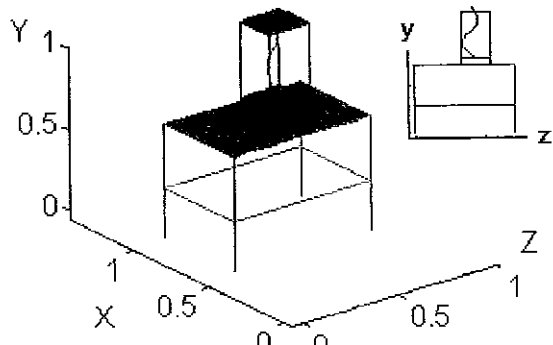
**Modo de Flexão das Pernas da Mesa**  
**Frequência = 202.59 Hz**



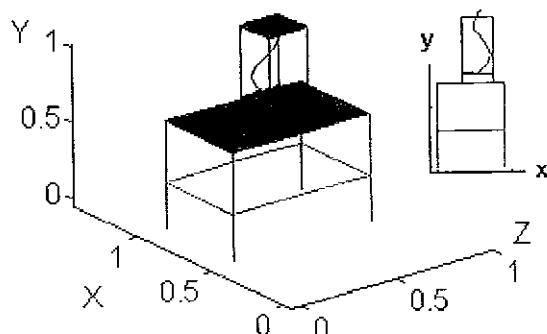
**Modo de Flexão das Pernas da Mesa**  
**Frequência = 251.81 Hz**



**Modo de Torção das Pernas da Mesa**  
**Frequência = 267.02 Hz**



**2ª Frequência Natural do Eixo - Dir. Z**  
**Frequência = 280.66 Hz**



**2ª Frequência Natural do Eixo - Dir. X**  
**Frequência = 280.91 Hz**

**Fig. 5.9 - Modos de vibração e frequências naturais associadas calculadas pelo MATMEF nas direções X e Z.**

muitos desses modos não são excitados ou se manifestam com pouca energia, como por exemplo, o modo correspondente à frequência natural de 87,31 Hz, apresentado na simulação como de flexão do tampo da mesa (direção Y) e que não aparece nos espectros. A Tabela 5.1 mostra um resumo dessas frequências para que se possa fazer uma avaliação comparativa dos valores encontrados nos ensaios e nas simulações com o ROTMEF e MATMEF.

As frequências calculadas e as registradas nos testes experimentais apresentam discrepância variando entre 10% e 15% nas frequências da estrutura e menos de 2% nas do eixo, conforme já foi visto para o eixo e pode ser observada nas Figuras 5.6 a 5.9. Isso se justifica pelo fato de que as não-conformidades entre o sistema real e o modelado são consideráveis. Muitas modificações poderiam ser feitas no sistema experimental, principalmente no que diz respeito ao amortecimento estrutural, para aproximá-lo do sistema modelado. A estrutura experimental é altamente amortecida e complexa para modelar, as uniões entre as peças são feitas em sua maior parte por parafusos (colunas da torre), simplesmente apoiada (tampo da mesa) ou soldadas (pernas da mesa). Um material resiliente separa o tampo da base da mesa, de forma difícil de modelar.

As Figuras 5.10 a 5.15 mostram os sinais coletados na estrutura e no rotor do sistema sem folga (com a rotação variando entre 4200 e 4380 rpm para os espectros comuns), apresentando um estado de vibração normal do conjunto rotor-estrutura, com o sinal na escala linear bem definido na frequência de rotação. A escala logarítmica amplia a faixa dinâmica dos picos de baixa amplitude (Figuras 5.10 (sensor de deslocamento) e 5.11 (acelerômetro)) apresentando uma grande quantidade de picos mais associados a ruído, “Run-Out” do sistema eixo/disco e problemas associados ao acoplamento entre o motor e o rotor do que com qualquer frequência importante do sistema. Observa-se ainda na Figura 5.11 que a base do pico na frequência de rotação (72 Hz) na direção X apresenta-se largo e mais intenso pelo fato dessa ser a frequência natural da base da mesa. É interessante observar nas duas figuras citadas, que o sinal com

**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>
<b>Base do Motor</b>		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	<b>74.40</b>	1733.37	1728.92	1738.65
<b>Mancal Superior</b>		2625.0	<b>75.27</b>	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			
<b>Meio da Estrutura</b>			251.81			
26.0	18.0		267.02			
46.0	48.0		<b>280.66</b>			
54.0	144.0		<b>280.91</b>			
72.0	180.0		294.54			
142.0	306.0		320.98			
179.0	272		355.61			
292.0	306		357.49			
<b>Mancal Inferior</b>			360.02			
25.0	17.5		362.08			
50.0	50.0		367.89			
72.0	-		371.57			
<b>Disco Maior (Eixo)</b>			375.12			
71.5			376.30			
-			378.28			

Tabela 5.1 – Frequências registradas e calculadas na estrutura e rotor.

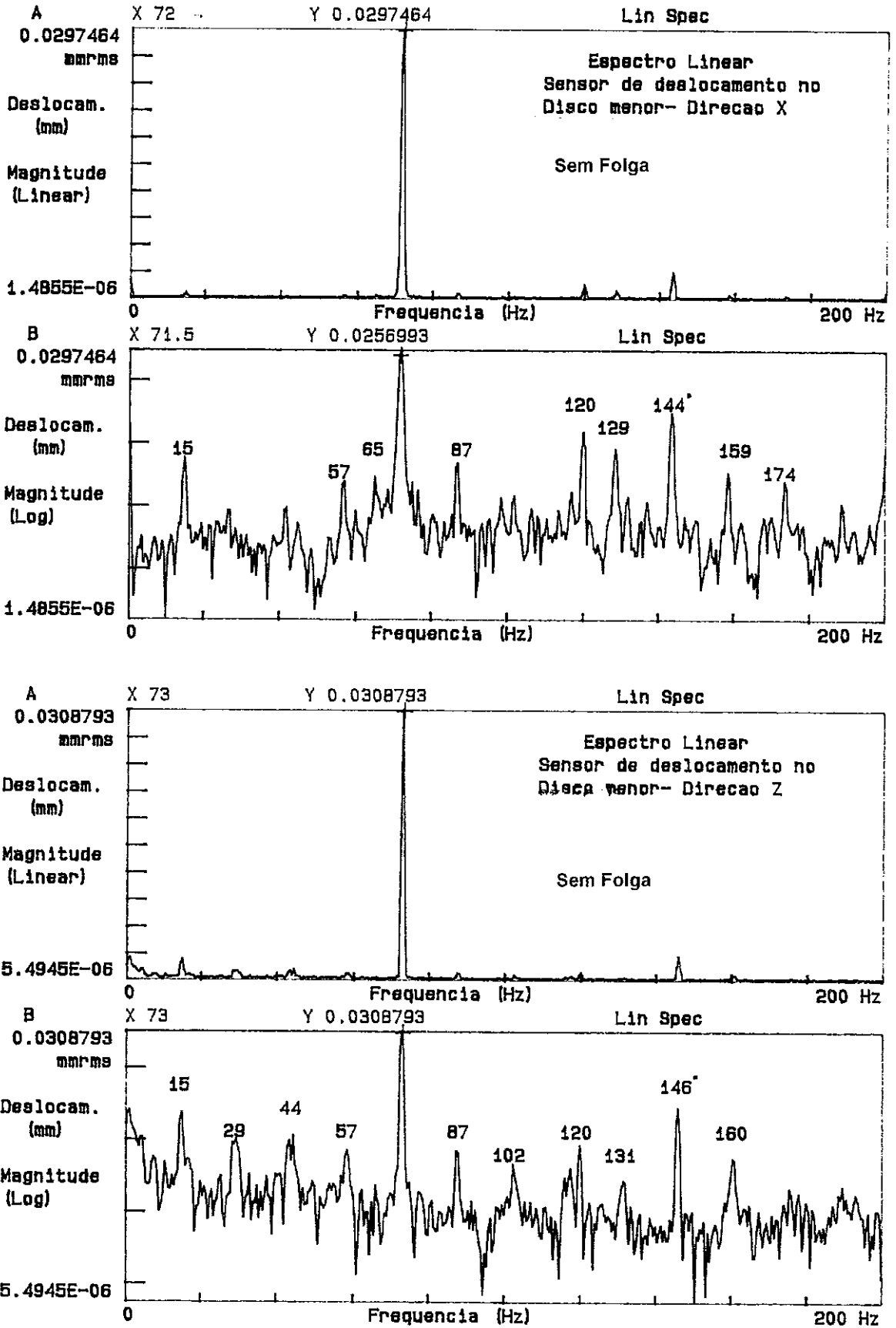


Fig. 5.10 - Espectros de deslocamento do disco menor nas direções X e Z e rotação de 4380 rpm



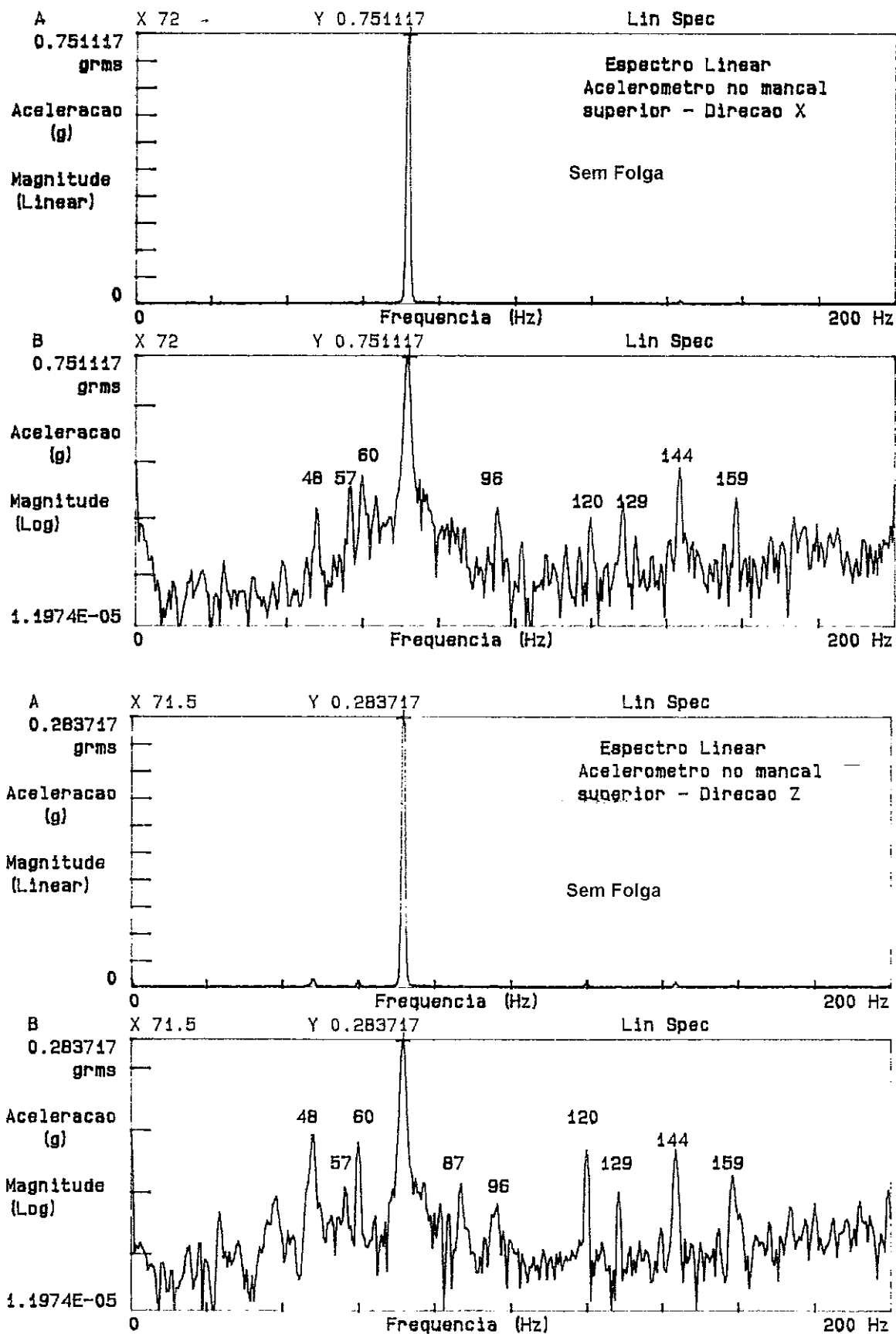


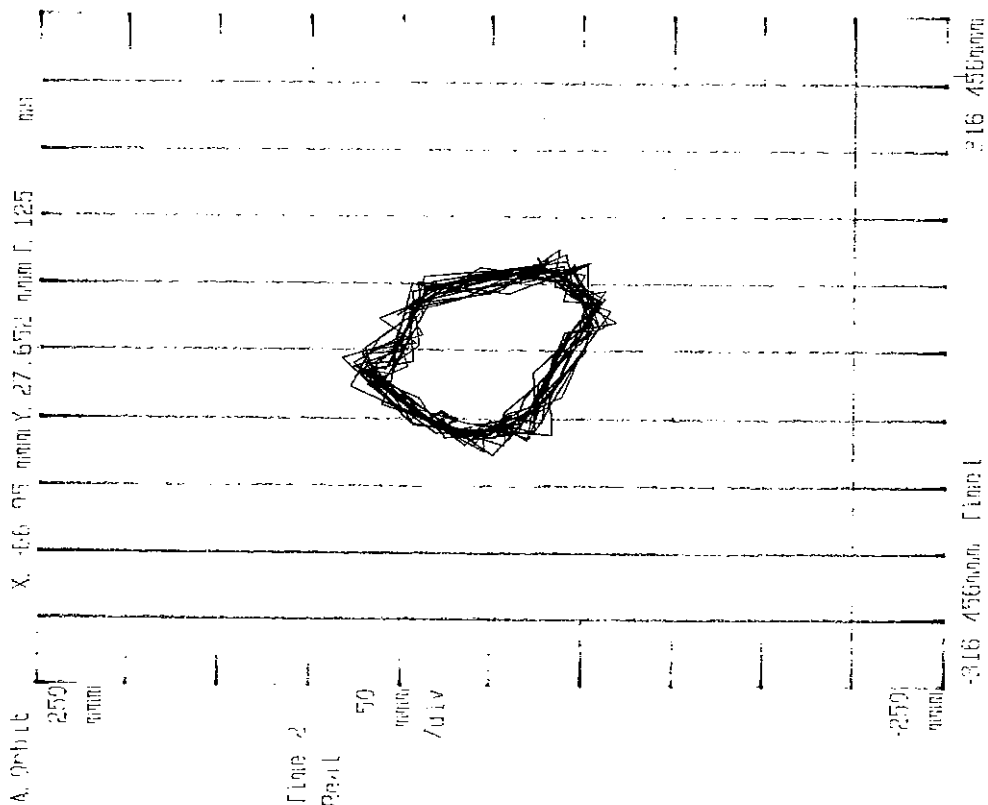
Fig. 5.11 - Espectros do mancal superior nas direções X e Z e rotação de 4320 rpm

magnitude logarítmica apresenta picos espaçados de uma frequência de aproximadamente 15 Hz, com pequenas variações (os valores de identificação dos picos também foram arredondados), o que representa aproximadamente 1/5 da frequência de rotação, e pode estar associado ao desalinhamento gerado pela junta universal da Figura 3.7. Esse desalinhamento estava criando uma rigidez direcional no sistema, deformando a órbita do eixo, conforme pode ser observado na Figura 5.12. Foi feita uma melhora no alinhamento e utilizou-se esse acoplamento por mais um tempo nos testes com folga de 0,02 mm, notando-se uma pequena melhora. Nos testes posteriores com folga maior, o mesmo foi substituído por uma junta de borracha flexível.

Em relação aos espectros cascata do sistema sem folga mostrados (Figuras. 5.13 a 5.15), observou-se que a frequência predominante é a de rotação e nota-se que, na desaceleração, quando passa-se por uma frequência natural da estrutura ou uma anti-ressonância, há uma elevação ou diminuição na amplitude do sinal. Nenhuma ressonância estrutural tanto subsíncrona quanto sobresíncrona, entretanto, foi excitada, mesmo estando a velocidade de rotação próxima das frequências naturais da torre. Observa-se, entretanto, uma leve manifestação da frequência de 72 Hz na direção X na Fig. 5.15, o que poderia se esperar já que a frequência de rotação está justamente sobre essa frequência. Essa manifestação seria muito mais severa se o amortecimento da estrutura fosse menor. Uma montagem desse tipo feita exclusivamente com chapas e parafusos com rosca, com um mínimo de uniões com solda, possui um amortecimento muito elevado.

ORBITA DO DISCO MENOR

Date: 11/07/96 Time: 13:04:00



ORBITA DO DISCO MAIOR

Date: 11/07/96 Time: 18:08:00

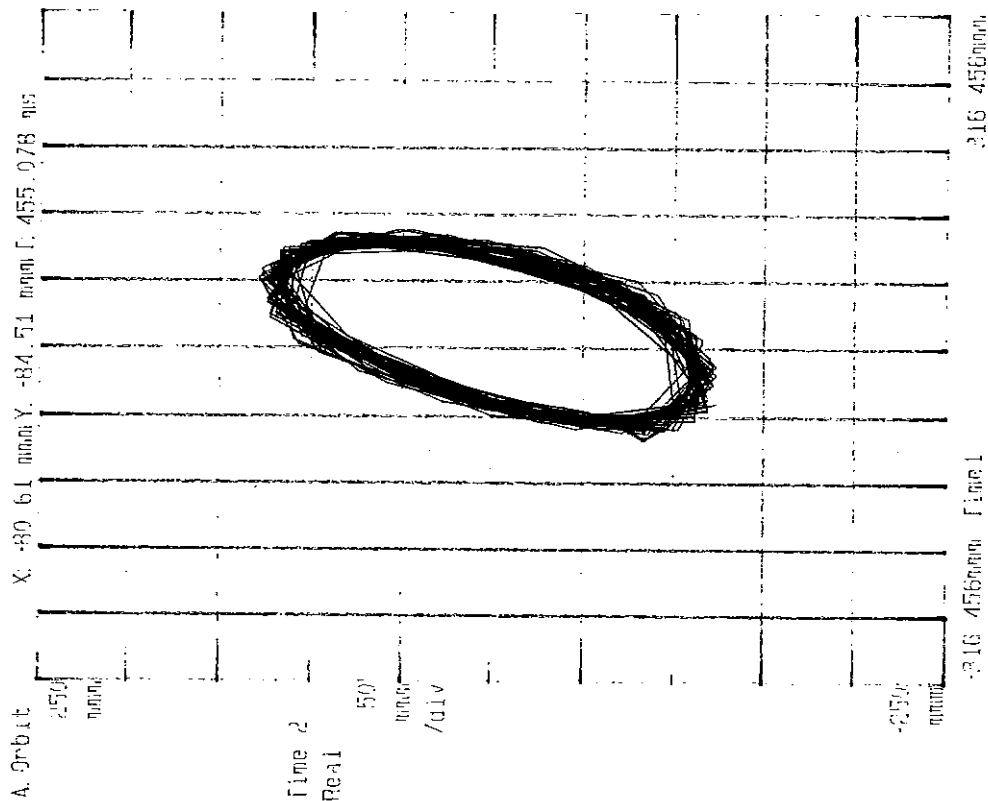
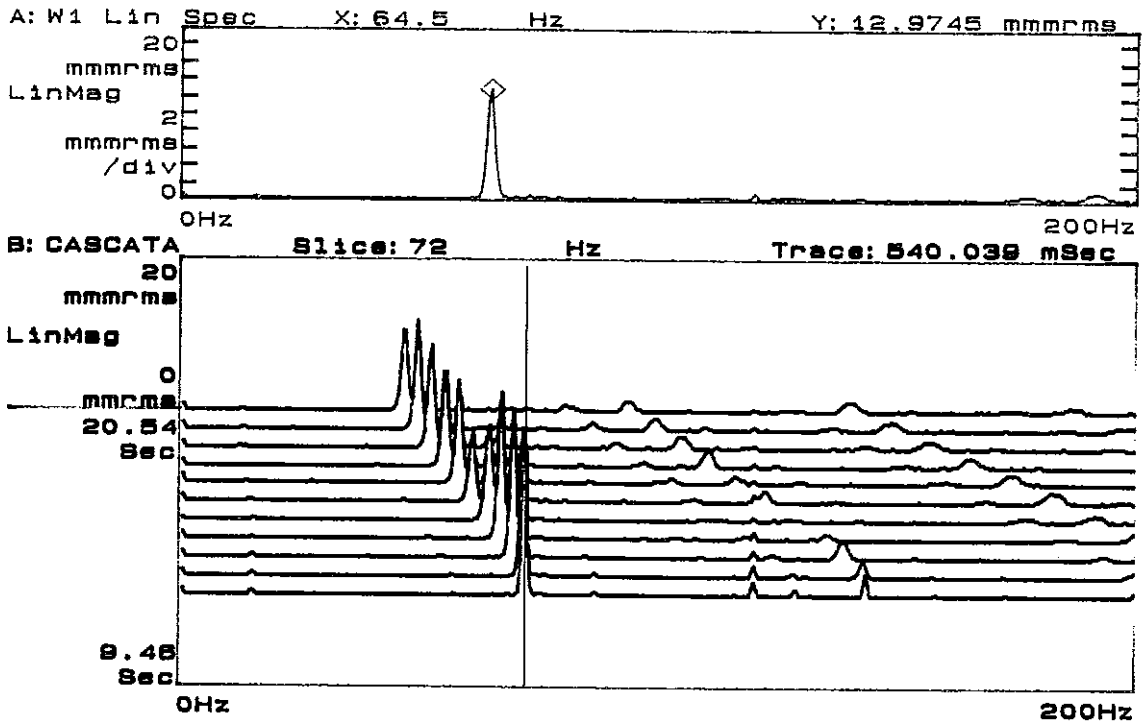


Fig. 5.12 - Órbita dos discos maior e menor - mancal sem folga rotação de 4200 rpm

DISCO MENOR - SEM FOLGA  
 SENSOR DE DESLOCAMENTO DIR. X



DISCO MENOR - SEM FOLGA  
 SENSOR DE DESLOCAMENTO DIR. Z

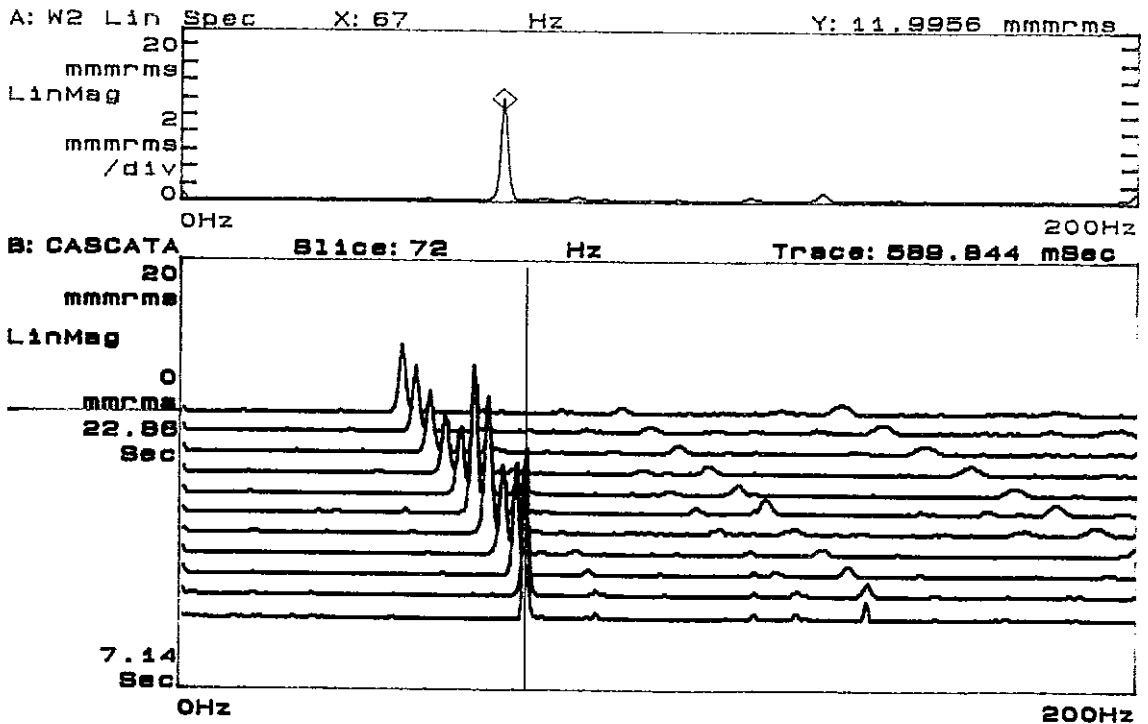
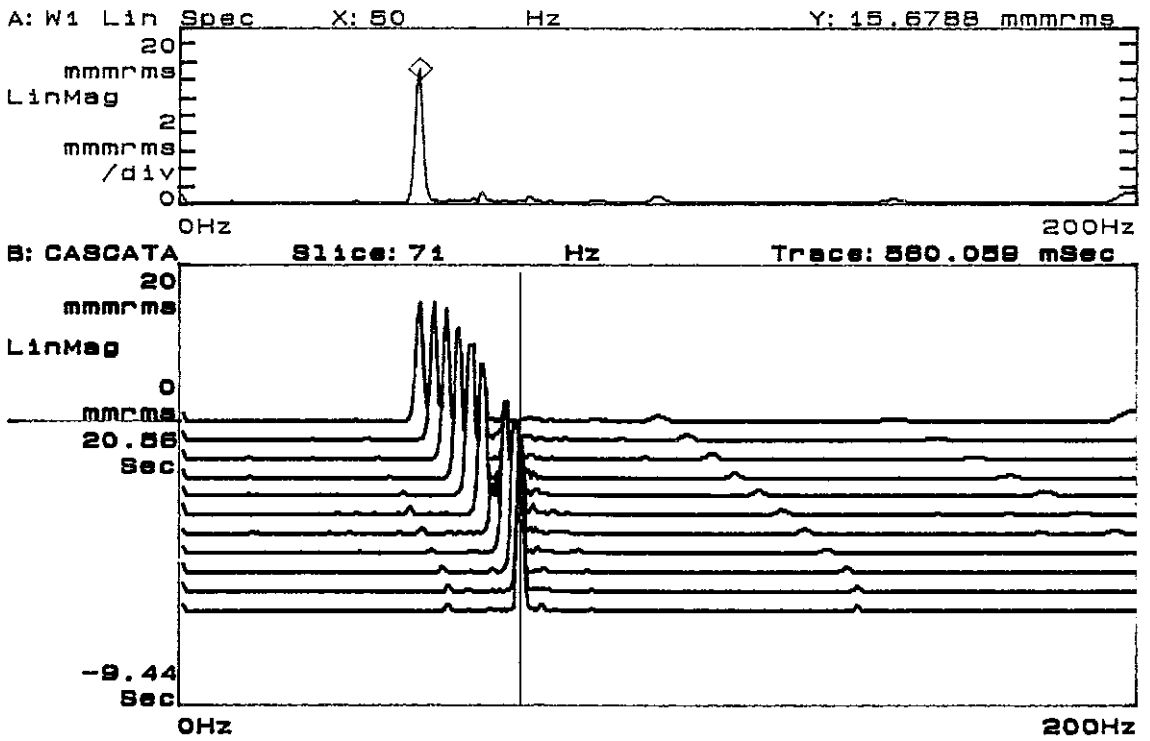


Fig. 5.13 - Gráficos cascata do disco menor nas direções X e Z e rotação inicial de 4320 rpm

DISCO MAIOR - SEM FOLGA  
 SENSOR DE DESLOCAMENTO DIR. X



DISCO MAIOR - SEM FOLGA  
 SENSOR DE DESLOCAMENTO DIR. Z

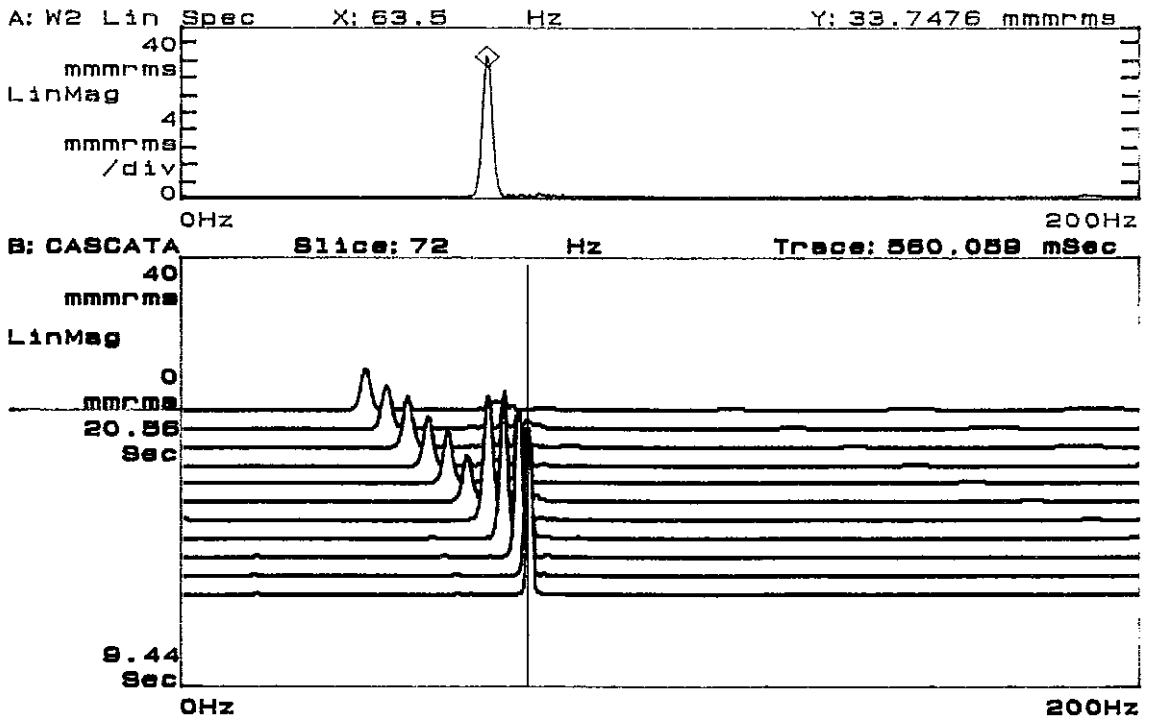
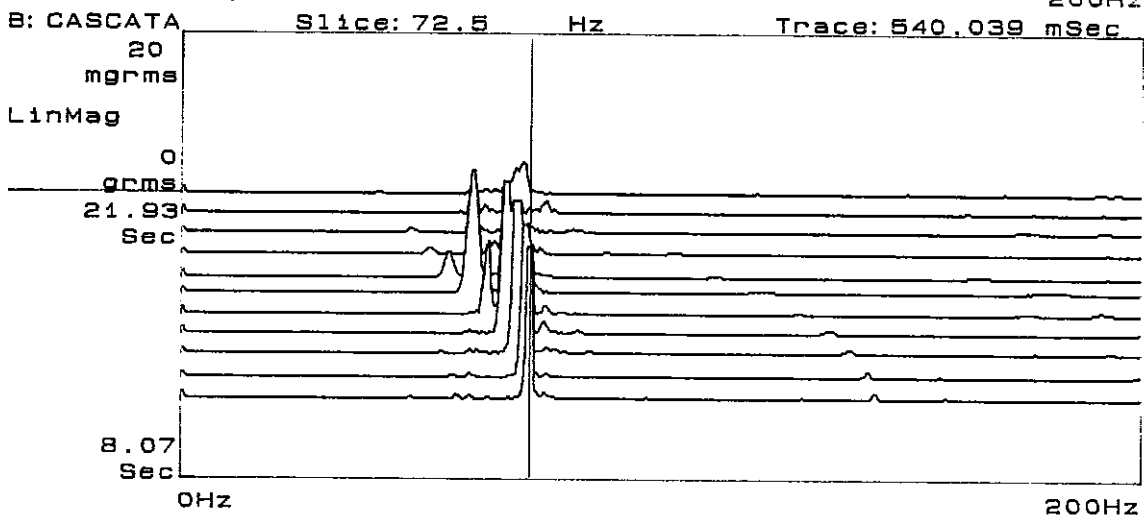
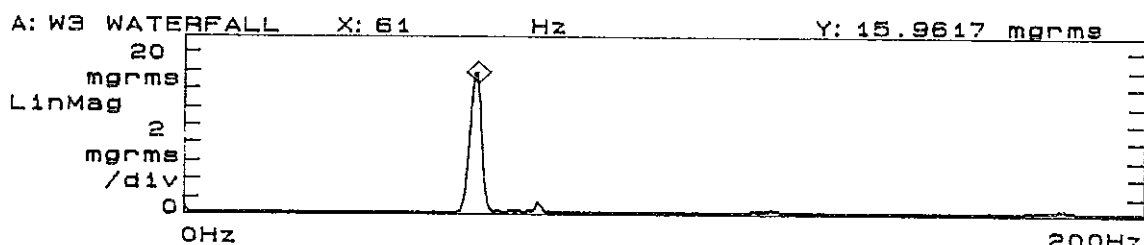


Fig. 5.14 - Gráficos cascata do disco maior nas direções X e Z e rotação inicial de 4320 rpm

MANCAL SUPERIOR - SEM FOLGA  
 ACELEROMETRO NA DIRECAO X



MANCAL SUPERIOR - SEM FOLGA  
 ACELEROMETRO NA DIRECAO Z

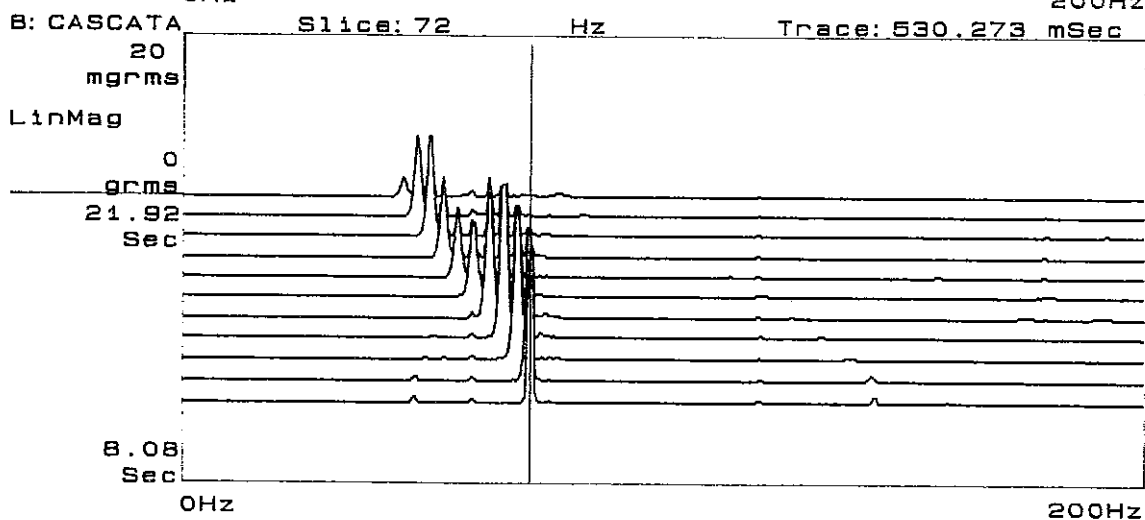
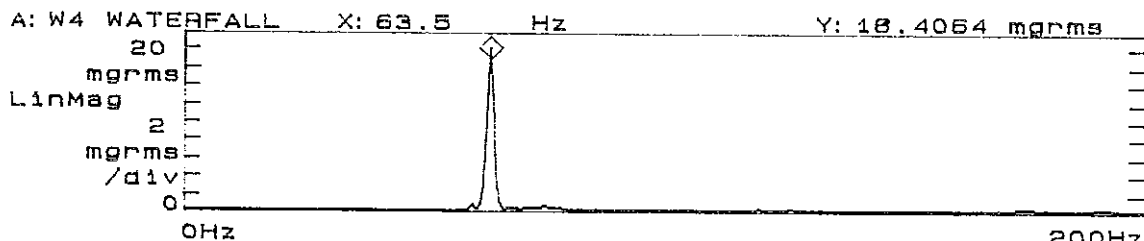


Fig. 5.15 - Gráficos cascata do mancal superior nas direções X e Z e rotação inicial de 4320 rpm

## CAPÍTULO 6

# ESTUDO DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DO SISTEMA COM FOLGA NO ROLAMENTO SUPERIOR DO ROTOR

### 6.1 - Introdução

A folga interna de um rolamento pode ser definida como a distância total que um dos anéis do rolamento pode deslocar-se em relação ao outro, sendo medida sem carga. O deslocamento na direção radial é denominado *folga interna radial* e na direção axial, *folga interna axial*.

Torna-se necessário distinguir entre a folga interna do rolamento antes da montagem e a folga de trabalho, isto é, a folga interna de um rolamento montado sob as condições reais de serviço. A folga inicial é sempre maior que a folga em trabalho, pois os anéis são expandidos ou comprimidos por ajustes com interferência e também porque há diferenças no posicionamento dos anéis no rolamento devido às dilatações térmicas dos componentes associados.

A folga interna radial é muito importante para um desempenho satisfatório do rolamento. Como regra geral, a folga interna radial em trabalho deverá estar próxima de zero; uma pré-carga leve, geralmente não causa danos ao rolamento. Entretanto, existem rolamentos que necessitam manter uma pequena folga radial em trabalho, como os autocompensadores de rolos cilíndricos. Também é o caso dos rolamentos de rolos cônicos, a não ser quando a aplicação exige uma grande rigidez.

A folga interna radial considerada “normal” é selecionada de tal forma que, quando os rolamentos são montados com os ajustes usualmente recomendados e trabalham em condições normais, uma folga adequada em trabalho será obtida. Em

outras condições, por exemplo, quando ambos os anéis são montados com ajustes sob interferência ou quando as temperaturas de trabalho são críticas, os rolamentos aplicados deverão ter uma folga interna maior ou menor que a normal.

Os rolamentos que possuem folga interna diferente da normal são identificados pelos sufixos C1 a C5. Os valores indicados referem-se aos rolamentos não montados e medidos sem carga.

## 6.2 - EXPERIMENTO 2: Sistema Com Folga

No capítulo 3, onde descrevem-se as partes que compõem a bancada experimental, mostrou-se o dispositivo utilizado para implementar a abertura da folga no sistema (Figuras 3.4 e 3.6). Esse processo de abertura da folga foi monitorado de duas formas diferentes para que houvesse uma certificação mais segura das folgas introduzidas.

Na primeira forma, deslocava-se o eixo de um extremo a outro da folga varias vezes e coletava-se o sinal de deslocamento utilizando-se o analisador ou o osciloscópio, dividindo-se esse valor pelo fator de calibração do transdutor. O resultado era dividido novamente por dois de forma a ter o valor da folga, ou seja, o valor de zero-a-pico do sinal, conforme pode ser observado na Figura 6.1, que ilustra o sinal coletado para cálculo da folga de 0,21 mm.

A outra forma consistia do emprego de um relógio comparador com precisão de 0,01 mm por divisão, fixado à estrutura através de sua base magnética e com a ponta de leitura em contato com o disco menor do eixo. Este era deslocado até um dos extremos da folga, zerando-se o relógio. Em seguida o eixo era levado até a outra extremidade fazendo-se a leitura. Apesar dos erros e imprecisão do método, os resultados conseguidos ficaram próximos dos calculados na 1ª forma, sendo empregado apenas para confirmar as leituras calculadas.



SINAL PICO-A-PICO NO TEMPO  
PARA DETERMINAR A FOLGA

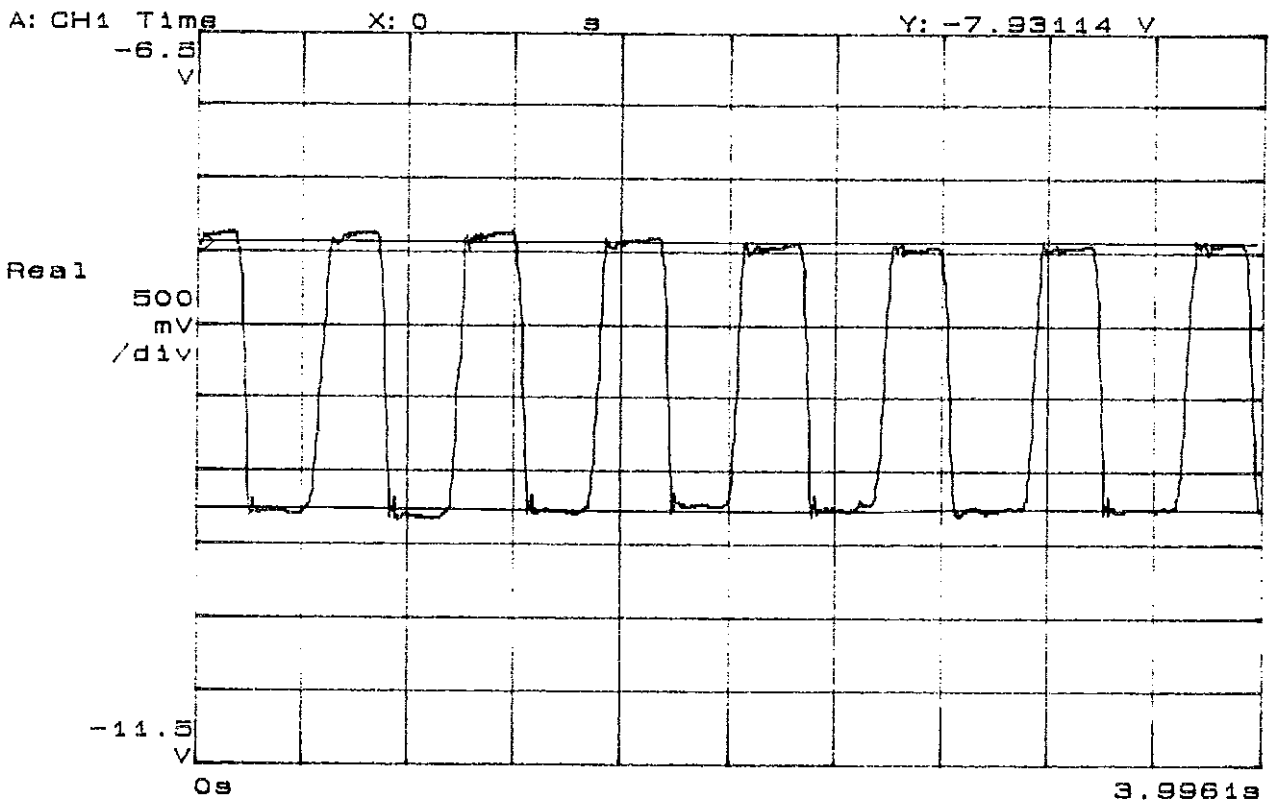


Fig. 6.1 – Forma de aquisição do sinal para determinar as folgas

### 6.2.1 - Sistema Com Folga de 0,02 mm:

A consideração de um rolamento sem folga entre suas esferas e as pistas subentende um deslizamento quase perfeito entre as partes rolantes, apesar de todo rolamento possuir uma folga interna radial mínima, geralmente próxima de zero quando em trabalho. A introdução de uma folga radial de 0,02 mm no rolamento não mostrou alterações significativas nos sinais coletados no eixo nem na estrutura, mesmo porque essa dimensão de folga pode ser considerada como normal para as dimensões do rolamento utilizado.

Os espectros registrados na estrutura do mancal superior e na base do motor (Figura 6.2) apresentam-se apenas com a frequência de rotação como pico significativo e em escala logarítmica não exibem mais picos com espaçamento fixo, como registrados no sistema sem folga. O espectro em cascata mostrado na Figura 6.3, por outro lado, acentua fortemente a ressonância estrutural na frequência de 72 Hz na direção X e seu segundo harmônico (144 Hz) pode ser observado na primeira linha do espectro em cascata nas direções X e Z, isso acontece porque o segundo harmônico da frequência de rotação coincidiu com a frequência natural torcional da torre de aproximadamente 140 Hz, como já foi visto na Figura 5.9.

Uma outra observação interessante a se fazer nesses espectros cascata é a ocorrência de uma região de anti-ressonância entre 26 e 70 Hz na direção X e 18 e 52 Hz na direção Z (ver Fig<sup>s</sup>. 5.6, 5.7 e 6.10) que atenua o sinal durante a desaceleração e volta a se manifestar com pouca energia quando atingem as ressonâncias de 25 Hz na direção X e 18 Hz na direção Z. Segundo EWINS [33], uma regra básica fundamental para identificação de anti-ressonâncias é que se entre dois modos consecutivos as constantes modais tem sinais iguais, então existirá uma anti-ressonância entre as frequências naturais desses dois modos. Por outro lado, se as constantes modais tiverem sinais opostos, não existirá uma anti-ressonância, mas apenas um “mínimo”. Em um mesmo espectro pode-se encontrar anti-ressonâncias e mínimo para sistemas de vários

graus de liberdade. Na Figura 5.6 por exemplo, espectro do centro à esquerda (resposta impulsiva no mancal superior na direção X), observa-se que entre as frequências de 293 Hz e 387 Hz há ocorrência de um mínimo.

A mais importante característica de uma anti-ressonância é talvez o fato de existir uma mudança de fase associada com ela, bem como uma magnitude muito baixa. Uma explanação mais detalhada sobre o assunto poderá ser visto em EWINS [33].

As Figuras 6.4 a 6.7 apresentam os espectros nas escalas linear/logarítmica e espectros em cascata nos discos maior e menor nas direções X e Z sem manifestações de picos que mereçam uma atenção maior no momento. Observou-se também que nenhuma manifestação de vibrações subsíncronas aparecem nos espectros e gráficos em cascata, o que demonstra claramente que nessa magnitude de folga a energia vibratória não é suficiente para excitar tais ressonâncias.

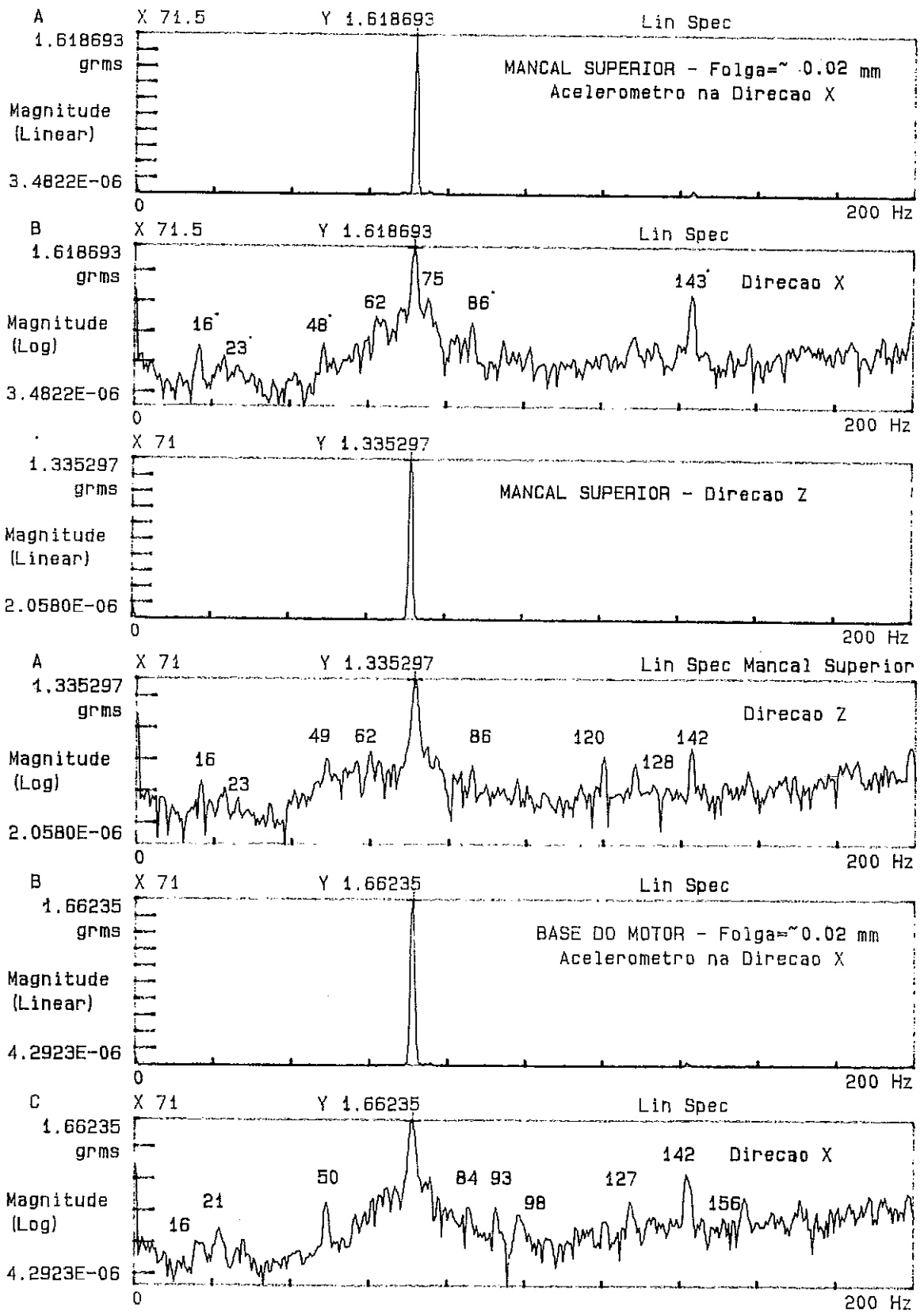
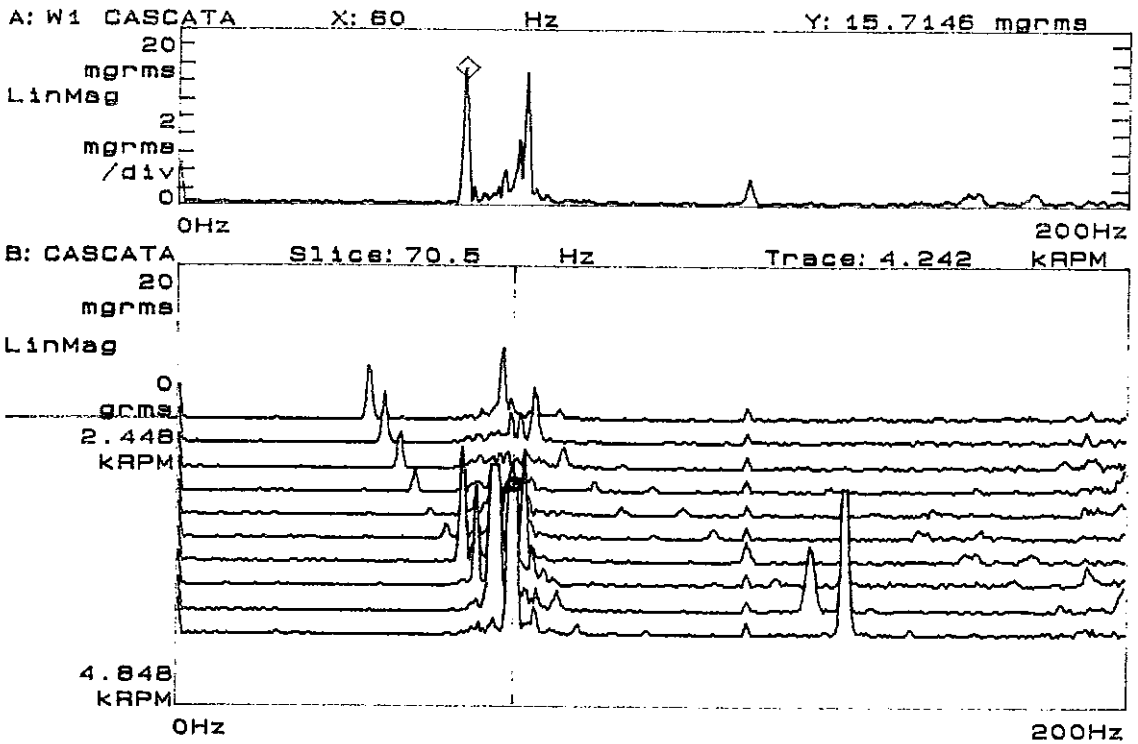


Fig. 6.2 - Espectros do mancal superior e base do motor nas direções X e Z com folga de 0,02 mm e rotação de 4260 rpm

MEIO DA ESTRUTURA - FOLGA= $\sim 20\mu\text{m}$   
 ACELEROMETRO NA DIRECAO X



MEIO DA ESTRUTURA - FOLGA= $\sim 20\mu\text{m}$   
 ACELEROMETRO NA DIRECAO Z

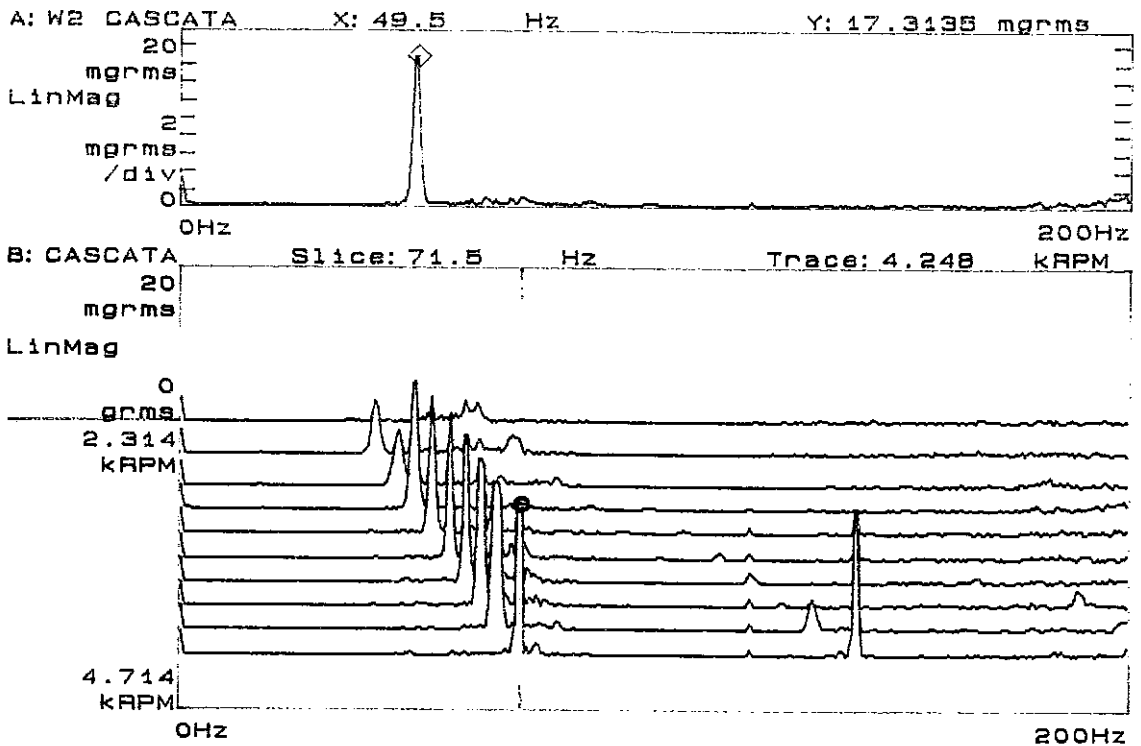


Fig. 6.3 - Gráficos cascata da desaceleração coletado no meio da torre nas direções X e Z com folga de 0,02 mm e rotação inicial de 4290 rpm

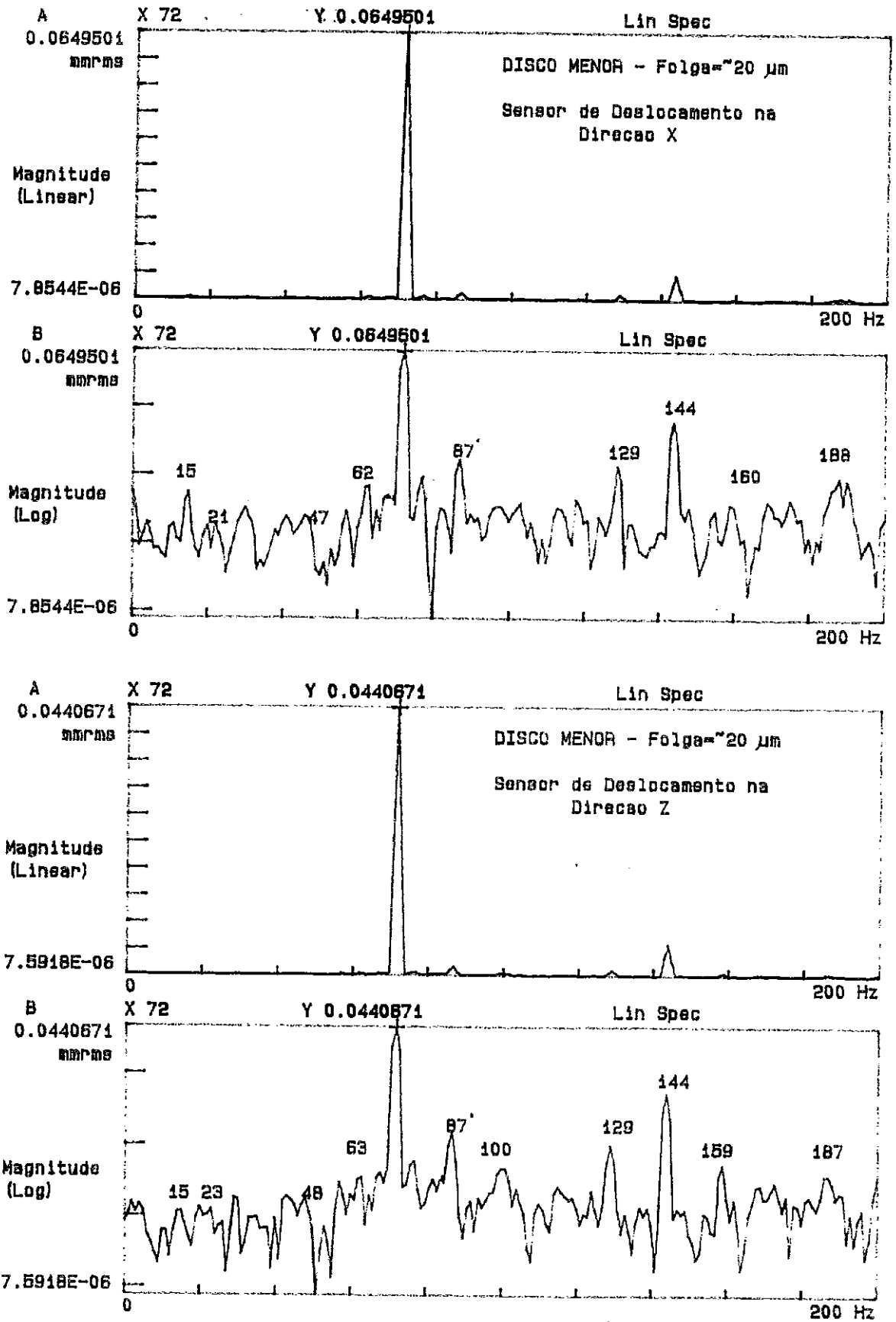
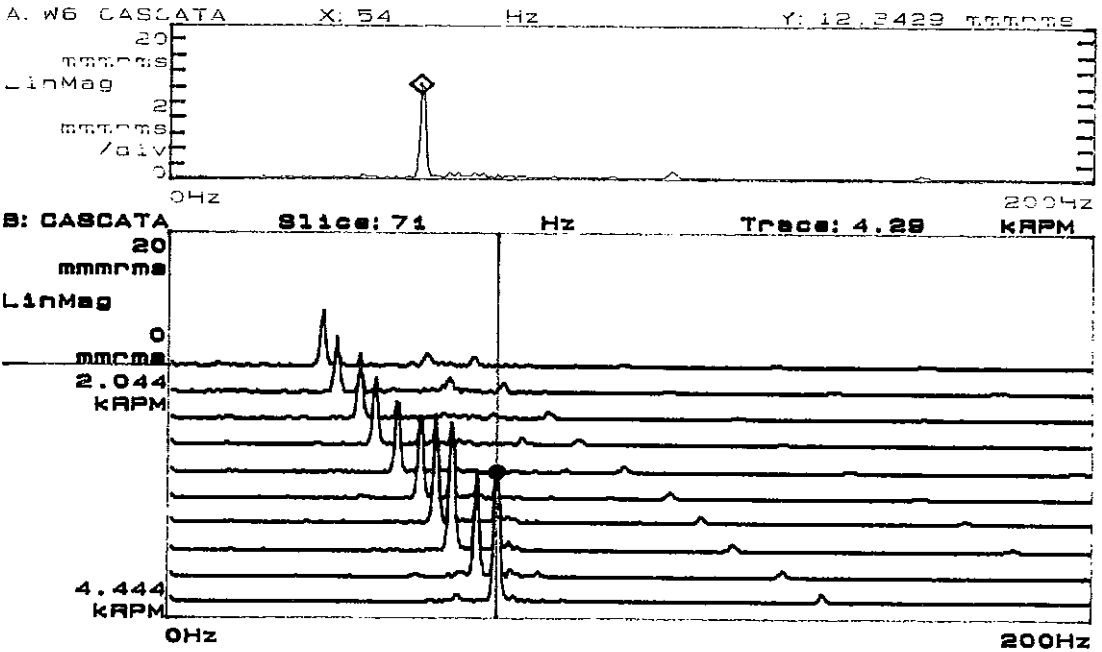


Fig. 6.4- Espectros de deslocamento do disco maior nas direções X e Z com folga de 0,02 mm e rotação de 4260 rpm

DISCO MAIOR DO EIXO-FOLGA= $\sim$ 20 $\mu$ m  
 SENSOR DE DESLOCAMENTO-DIR. X



DISCO MAIOR DO EIXO-FOLGA= $\sim$ 20 $\mu$ m  
 SENSOR DE DESLOCAMENTO-DIR. Z

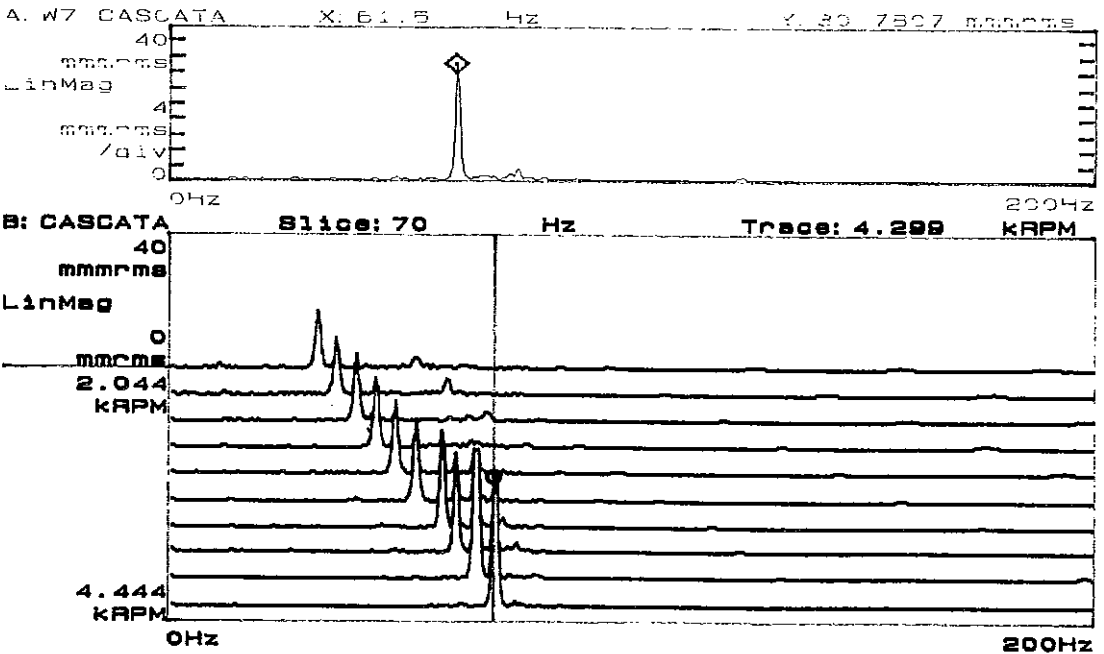


Fig. 6.5 - Gráficos cascata da desaceleração do disco maior nas direções X e Z com folga de 0,02 mm e rotação inicial de 4260 rpm

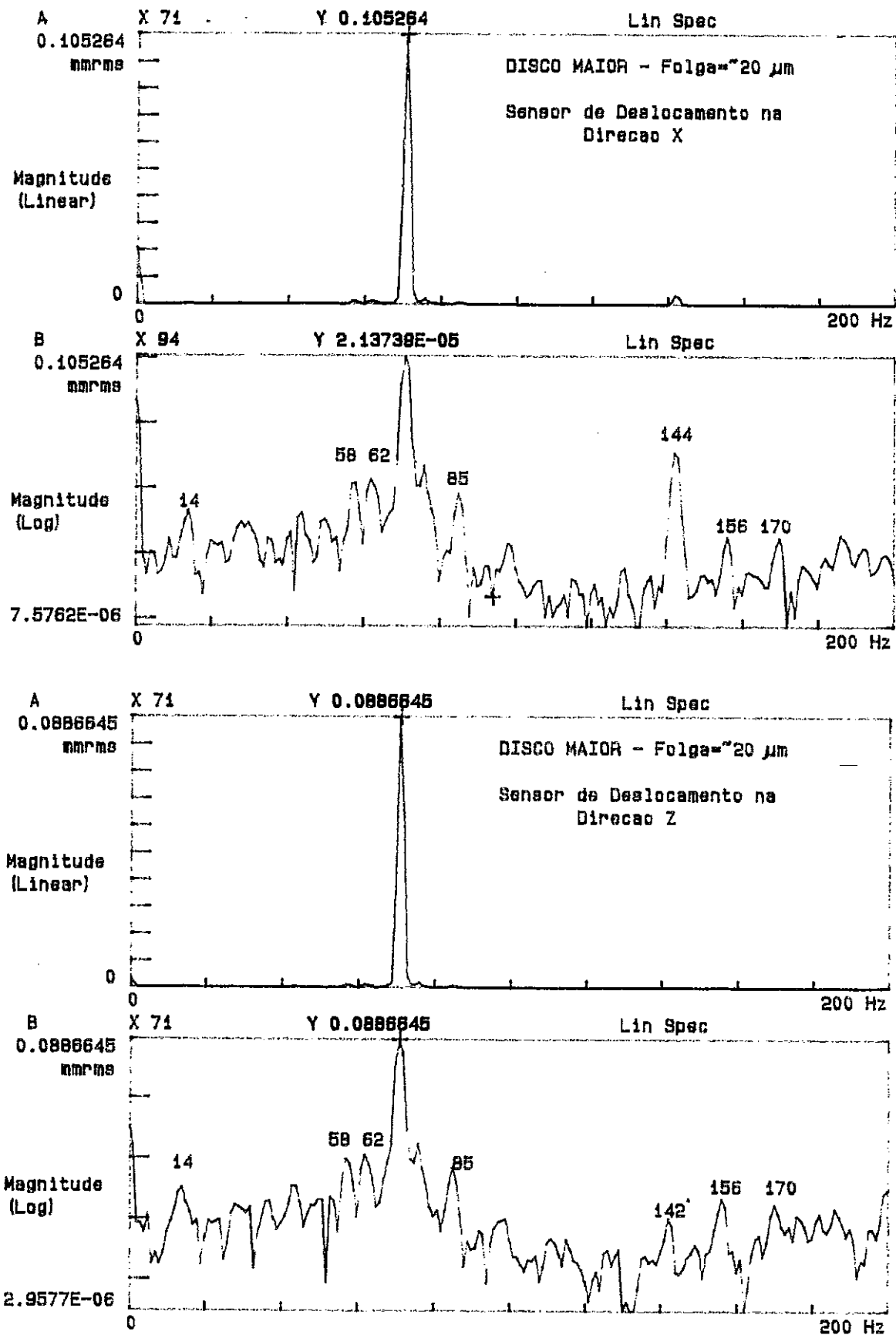
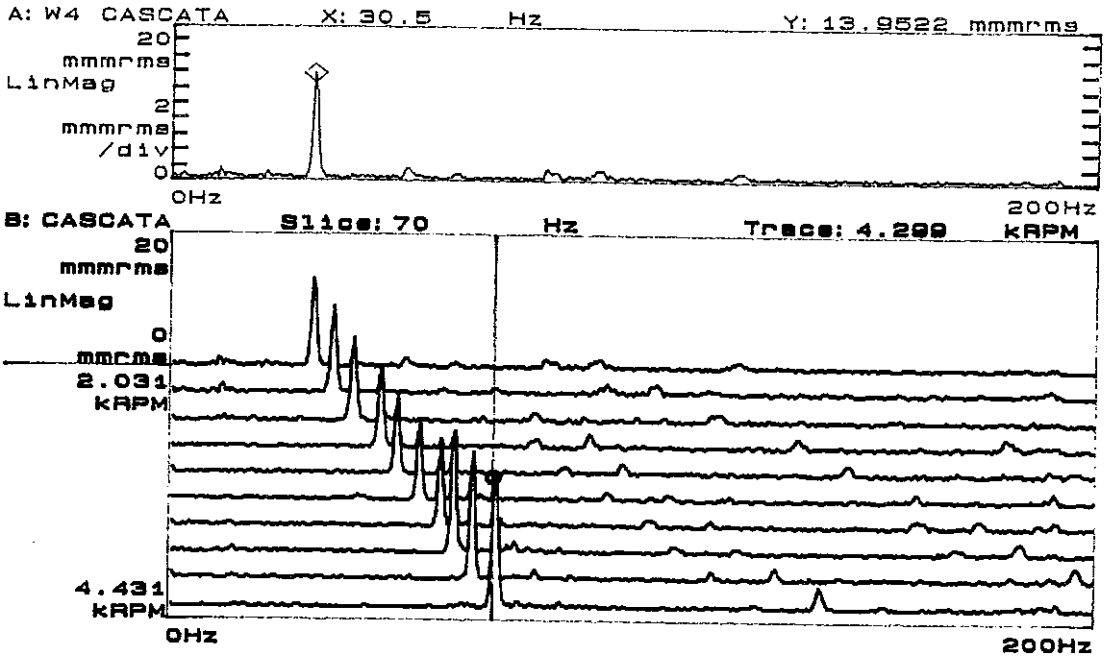


Fig. 6.6 - Espectros de deslocamento do disco maior nas direções X e Z com folga de 0,02 mm e rotação de 4260 rpm



DISCO MENOR DO EIXO-FOLGA= $\sim$ 20 $\mu$ m  
 SENSOR DE DESLOCAMENTO-DIR. X



DISCO MENOR DO EIXO-FOLGA= $\sim$ 20 $\mu$ m  
 SENSOR DE DESLOCAMENTO-DIR. Z

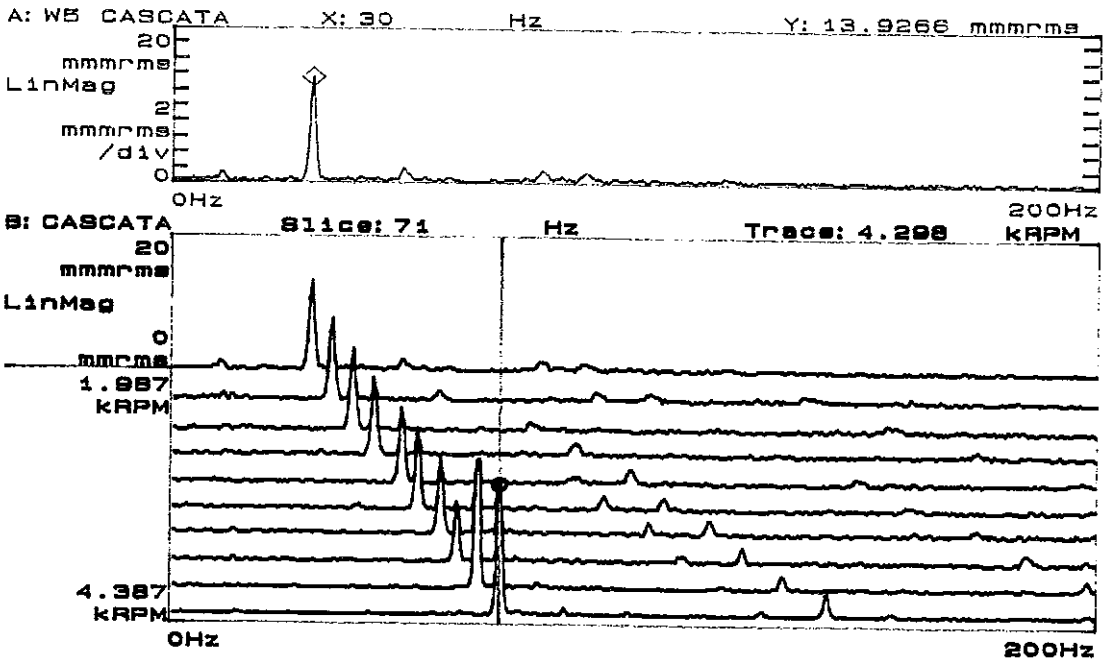


Fig. 6.7 - Gráficos cascata da desaceleração do disco menor nas direções X e Z com folga de 0,02 mm e rotação inicial de 4260 rpm

### 6.2.2 - Sistema Com Folga de 0,10 mm:

Os testes realizados a partir desta dimensão de folga já utilizam o novo tipo de acoplamento que, como foi dito, permite a movimentação livre da ponta do eixo sem criar muita resistência ao movimento. A nova condição também imposta ao sistema a partir desse ponto foi a diminuição da velocidade máxima de rotação de 72 para 50 Hz por questões de segurança e integridade do sistema, uma vez que com o aumento da folga, e, mantendo-se a mesma velocidade, as forças excitadoras poderiam elevar a magnitude de vibração do rotor para valores considerados críticos na frequência de 72 Hz na direção X e o próprio rolamento não suportar os constantes impactos, embora a diminuição para 50 Hz tenha transferido a velocidade de rotação para a vizinhança da ressonância estrutural de 48 Hz na direção Z.

A análise dos gráficos mostrando o sinal do fasor e cinco amostras da resposta aos impactos no tempo (Fig. 6.8) (é mostrado o quadrado desses sinais para enfatizar os picos oriundos dos impactos) indicam claramente uma aleatoriedade dos impactos nas pistas em relação ao número de voltas do rotor, por isso é difícil quantificar o número de impactos por volta, o que poderia mostrar se existe alguma relação entre o número de impactos e a formação de laços na órbita. Observou-se que a cada encontro do rotor com uma das pistas correspondia a um repique na outra em intervalos muito curtos de tempo, dificultando dessa forma a identificação dos impactos. Uma tentativa de criar um envelope desse sinal durante sua aquisição no próprio analisador não gerou bons resultados, apresentando um sinal repleto de ruído e sem picos aparentes que identificassem um impacto, conforme pode ser observado na Figura 6.8. Em função dessas observações, concluiu-se que não há uma repetibilidade com coerência dos impactos em cada ciclo do rotor com relação ao sinal do fasor, tornando quase impossível quantificar o número de impactos por volta, a menos que se busque outro método mais eficaz.

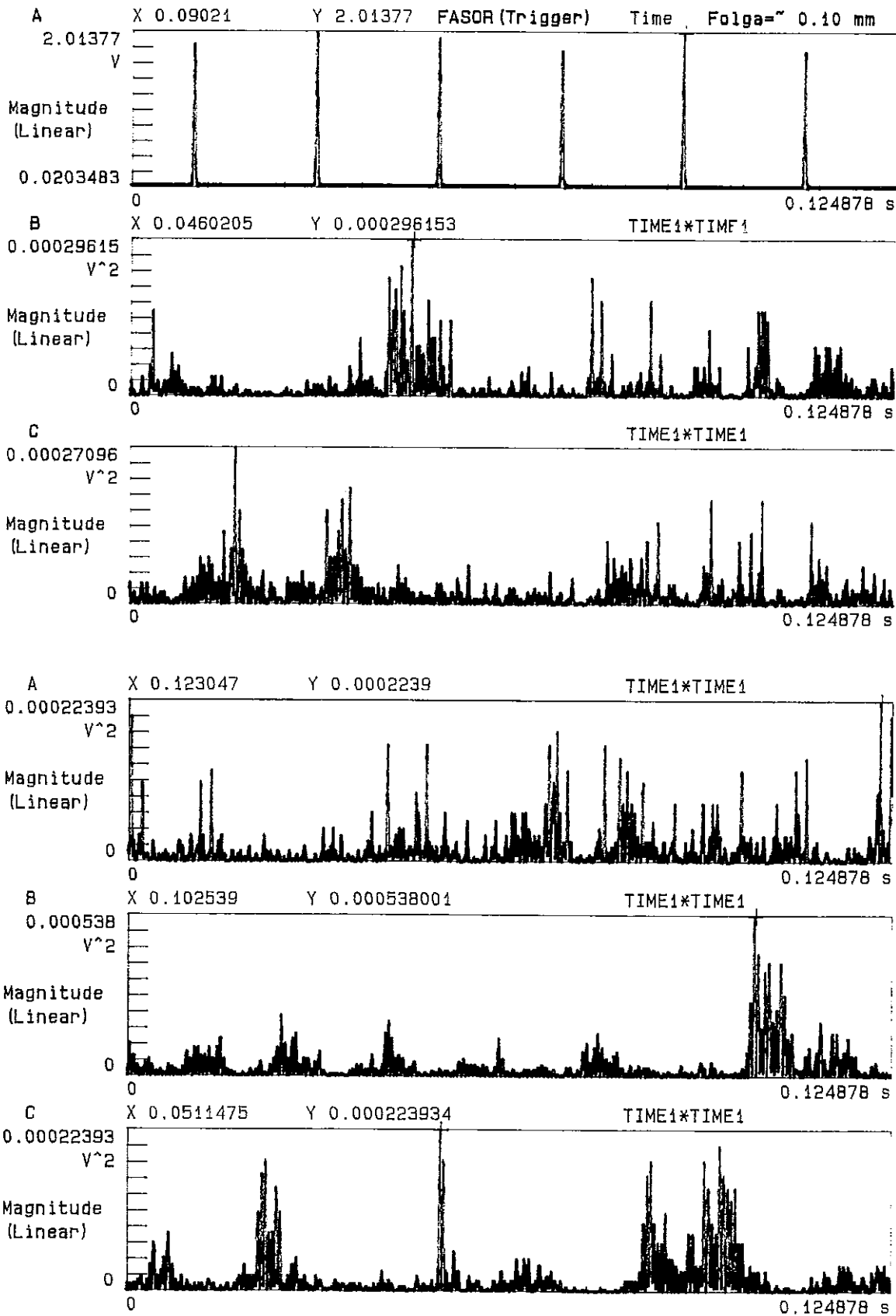


Fig. 6.8 - Gráficos do sinal do fasor em função dos impactos no mancal superior com folga de 0,10 mm e rotação de 3000 rpm

Uma outra observação que pode ser feita a respeito desse tipo de sinal, é que qualquer tentativa de conseguir uma resposta mais limpa utilizando-se médias, resultará em um sinal de ruído branco, portanto, sem condições de fornecer resultados notáveis.

Quanto aos sinais coletados na estrutura e no rotor, os primeiros sintomas de ressonâncias subsíncronas começam a despontar com pequena intensidade nos espectros e gráficos em cascata registrados. 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 são visíveis (Figuras 6.9 e 6.11), sendo excitadas devido à folga introduzida no rolamento, apesar de se manterem com baixa intensidade ao longo da desaceleração (Figuras 6.10 e 6.12), onde se observa uma excitação discreta na frequência de 24 Hz em uma pequena faixa na direção X. Na Figura 6.10, observa-se uma faixa de rotação onde as frequências de 25 Hz e 72 Hz se tornam mais intensas, mostrando uma relação de transferência de energia para essas frequências.

As ressonâncias superiores a 72 Hz na direção X e 52 Hz na direção Z, por outro lado, se mostram bastante intensas mesmo durante a desaceleração da máquina (Fig. 6.9 e 6.11), exibindo uma faixa de frequência de banda larga, excitados pelos múltiplos impactos no mancal superior do rotor e pela própria natureza de alargamento da base em regiões de ressonância. Nesse caso, a maior parte da energia transmitida à estrutura pelos impactos ainda está sendo direcionada para as frequências naturais superiores à frequência de excitação, sendo bastante razoável afirmar que esta transferência de energia acontece devido à elevada rigidez e amortecimento da estrutura, caso contrário essa dimensão de folga já deveria seria suficiente para excitar as frequências naturais subsíncronas da estrutura com maior intensidade. O ponto de aplicação dos impactos (mancal superior) também exerce influência sobre os modos excitados.

Os espectros e gráficos em cascata coletados nos discos não apresentam qualquer frequência que tenha uma ligação direta com o sistema, a maior parte dos picos identificados nos espectros (Figura 6.13) estão associados a harmônicos da rotação e

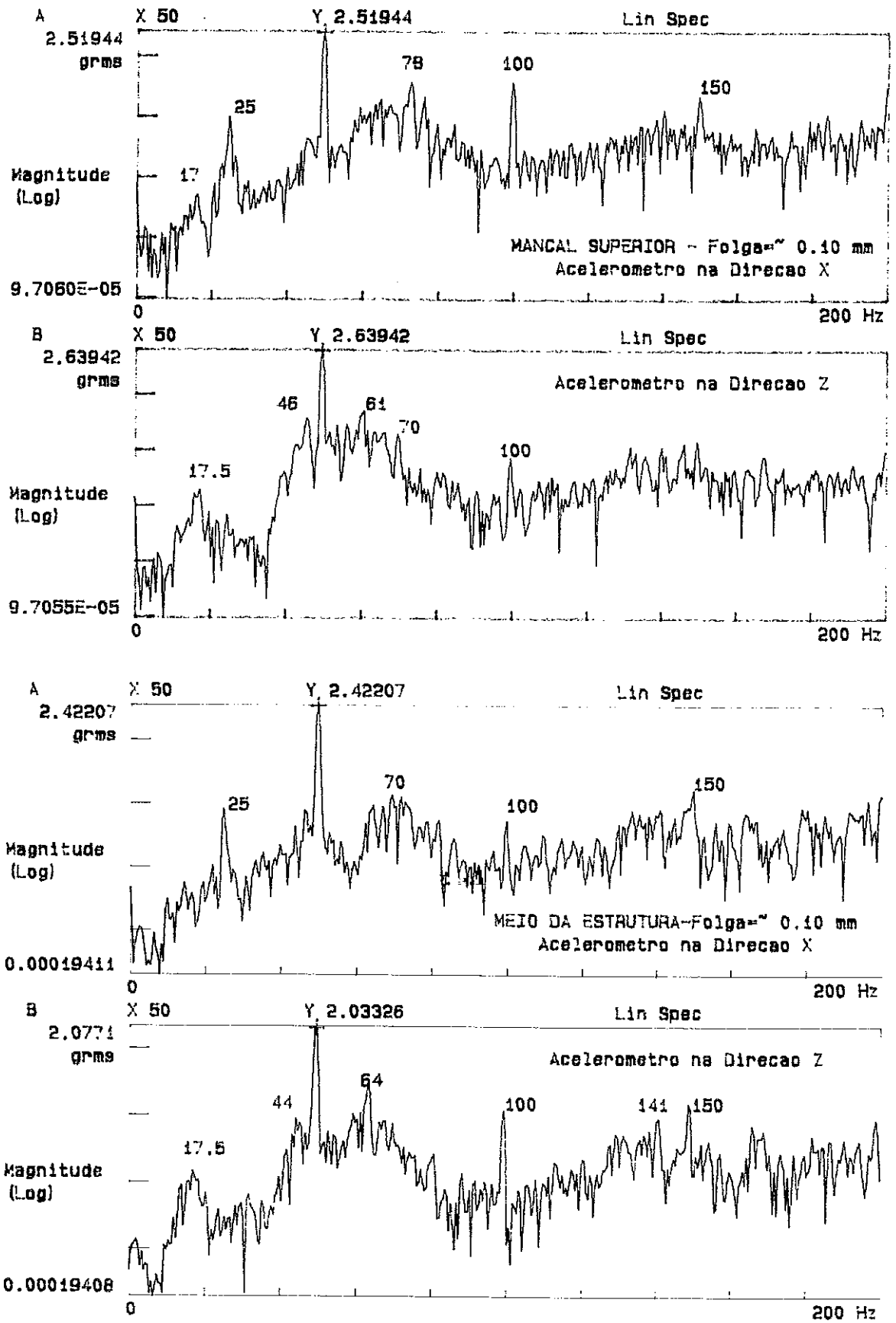
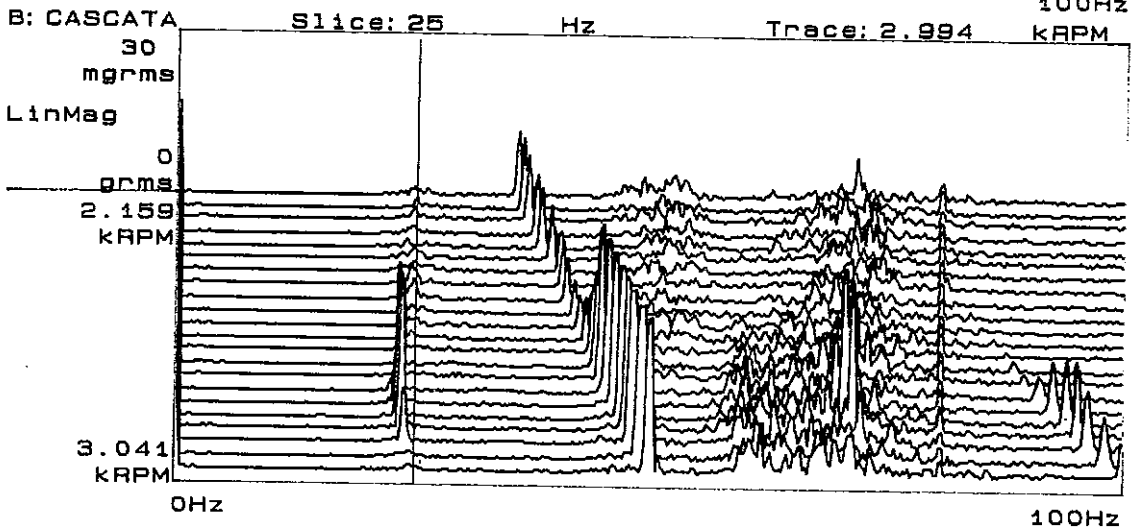
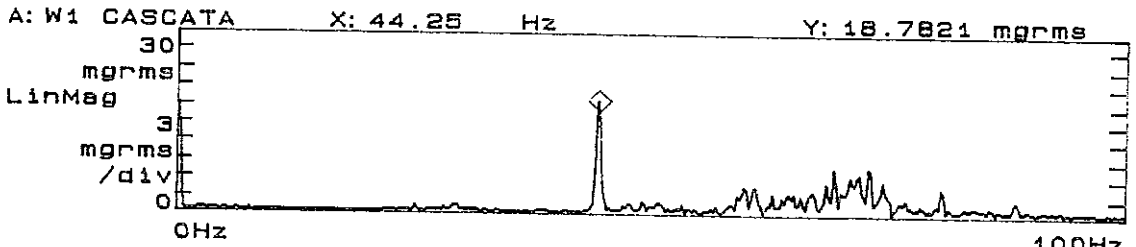


Fig. 6.9 - Espectros do mancal superior e meio da torre na direção X com folga de 0,10 mm e rotação de 3000 rpm

MANCAL SUPERIOR - FOLGA= $\sim$ 0.10mm  
 ACELEROMETRO DIRECAO X



MANCAL SUPERIOR - FOLGA= $\sim$ 0.10mm  
 ACELEROMETRO DIRECAO Z

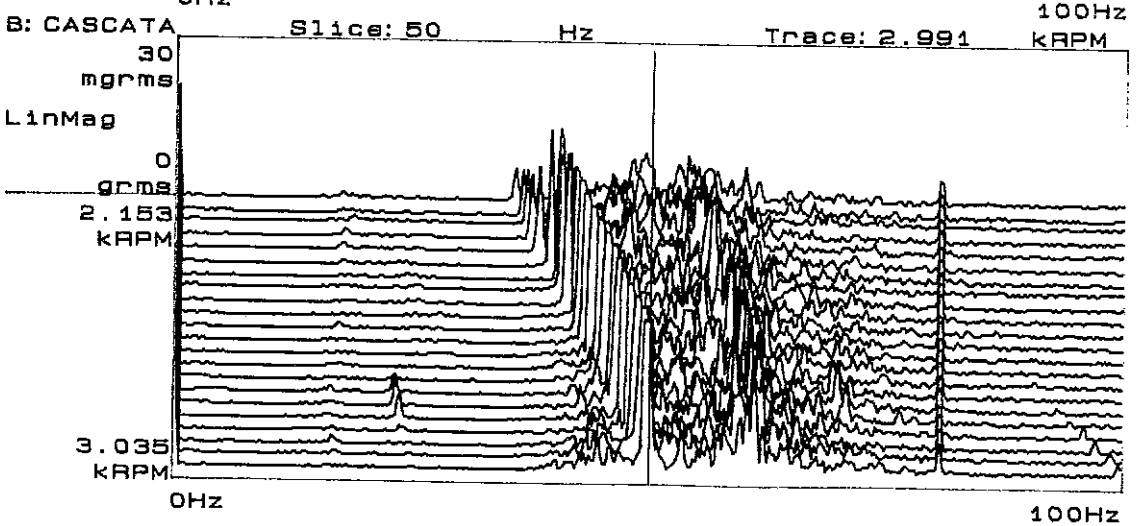
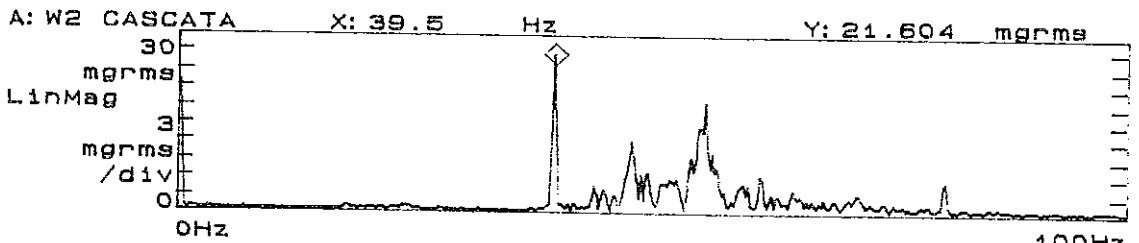


Fig. 6.10 - Gráficos cascata do mancal superior nas direções X e Z com folga de 0,10 mm e rotação inicial de 3000 rpm

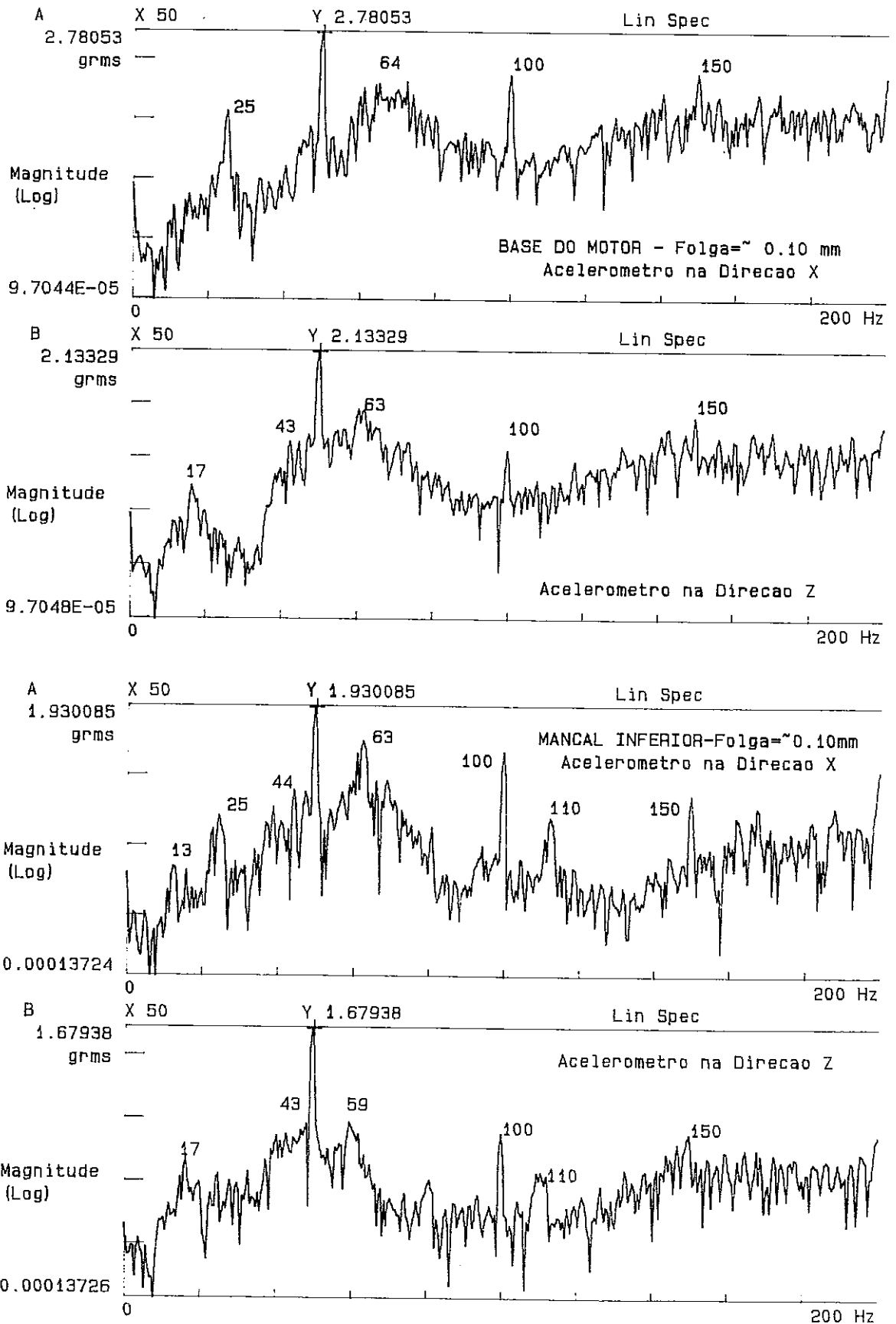
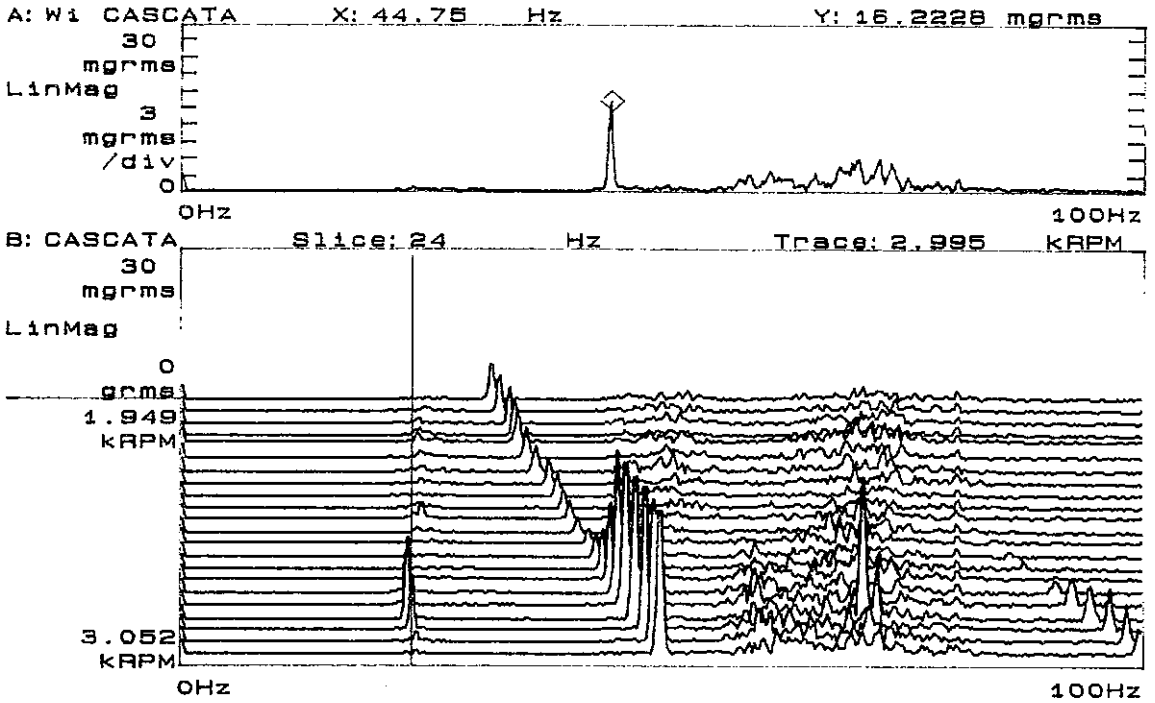


Fig. 6.11 - Espectros da base do motor e mancal inferior nas direções X e Z com folga de 0,10 mm e rotação de 3000 rpm

BASE DO MOTOR - FOLGA=0.10mm  
 ACELEROMETRO DIRECAO X



BASE DO MOTOR - FOLGA=0.10mm  
 ACELEROMETRO DIRECAO Z

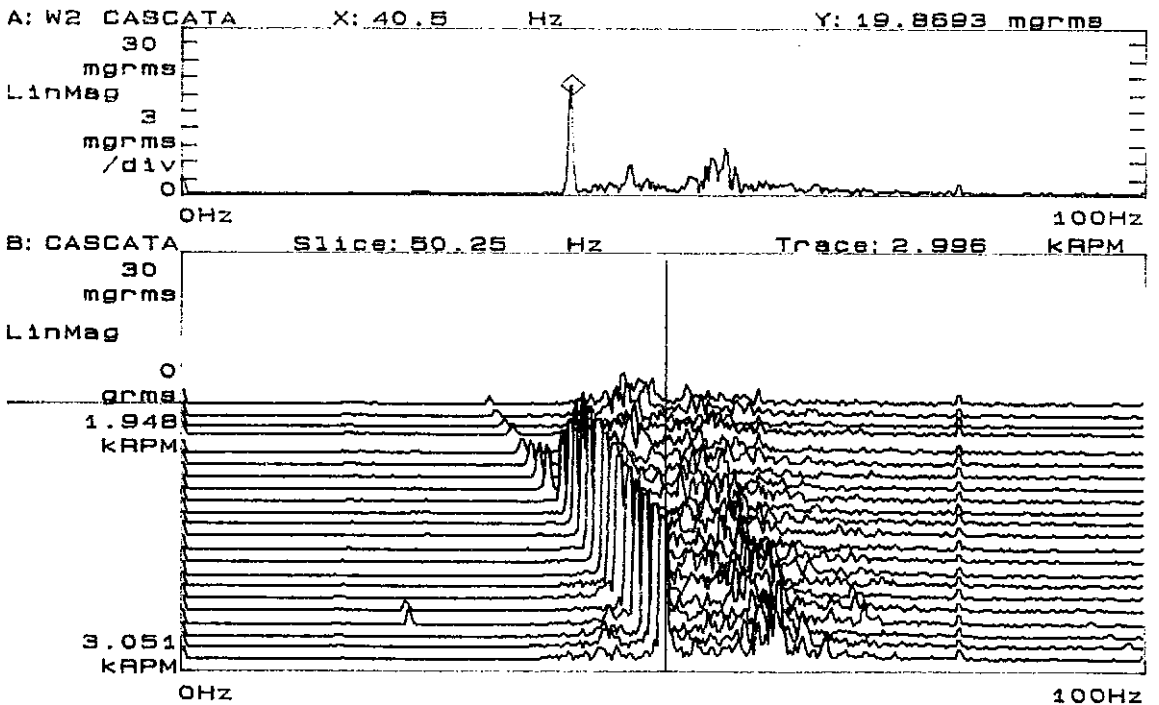


Fig. 6.12 - Gráficos cascata da base do motor nas direções X e Z com folga de 0,10 mm e rotação inicial de 3000 rpm



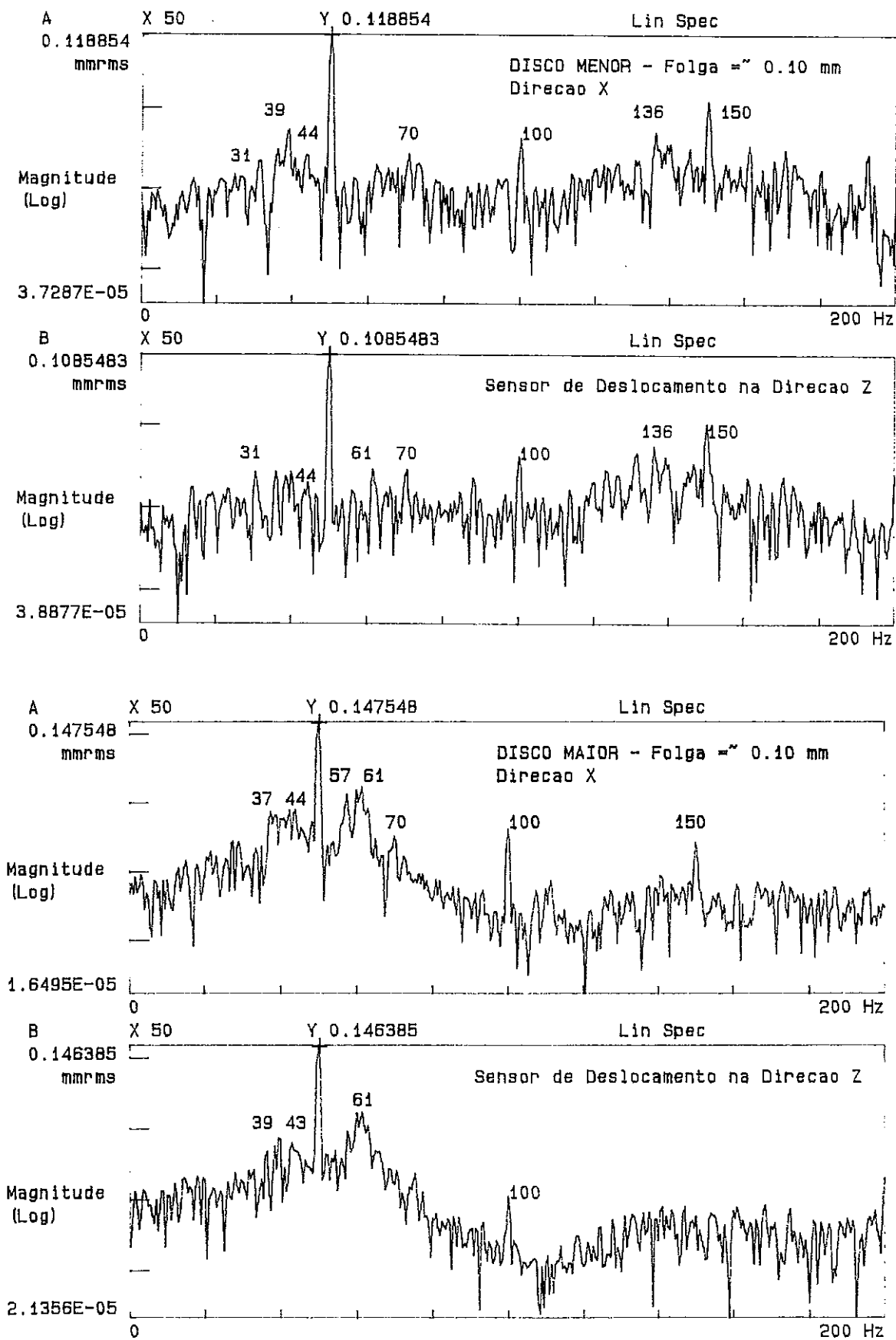


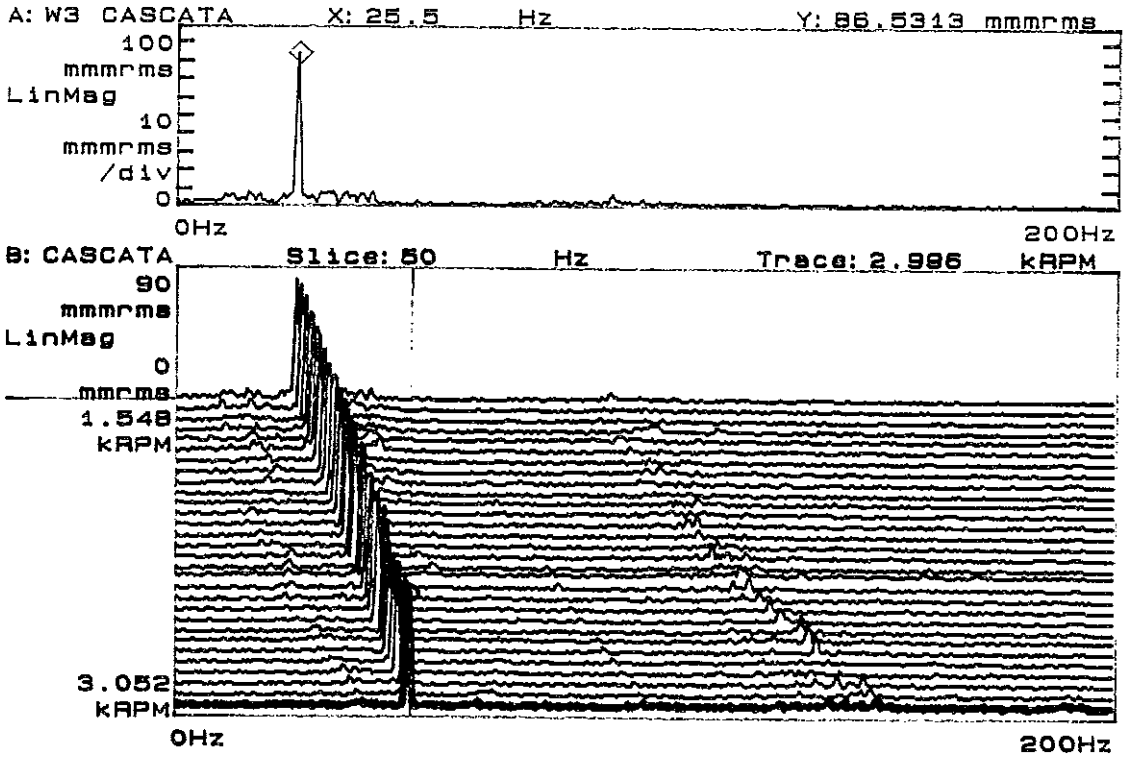
Fig. 6.13 - Espectros de deslocamento dos discos menor e maior nas direções X e Z com folga de 0,10 mm e rotação de 3000 rpm

ruído realçados pela escala logarítmica. Os gráficos em cascata do disco menor nas direções X e Z (Figura 6.13), com magnitude de amplitude linear, mostram claramente que a única frequência importante visível durante toda a desaceleração da máquina é a de rotação, apesar de uma pequena instabilidade já ter sido introduzida no sistema pela folga. Comportamento semelhante é observado no gráfico cascata do disco maior na Figura 6.15.

No que diz respeito as órbitas dos discos menor e maior, que foram observadas em condições de rotação diferentes, as mesmas começam a apresentar ondulações em seu passeio pela folga, possuindo características bastante peculiares, conforme pode ser visto na Figura 6.16. Observa-se que o disco maior, por possuir uma grande inércia, tende a se estabilizar em torno de sua linha de centro mantendo uma órbita mais estável, esse efeito se torna mais evidente à medida que a rotação aumenta de 1800 rpm para 3000 rpm. De acordo também com a simulação realizada com o ROTMEF, o elemento onde se localiza o disco maior está próximo a um nó do primeiro modo de vibração, o que limita consideravelmente o efeito do problema sobre esse disco.

A órbita do disco menor, por outro lado, apresenta-se mais instável em ambas as rotações, isso por localizar-se na ponta do eixo, próximo ao mancal com folga, onde a instabilidade tende a ser maior.

DISCO MENOR - FOLGA= $\sim$ 0.10 mm  
 SENSOR DESLOCAMENTO - DIR. X



DISCO MENOR - FOLGA= $\sim$ 0.10 mm  
 SENSOR DESLOCAMENTO - DIR. Z

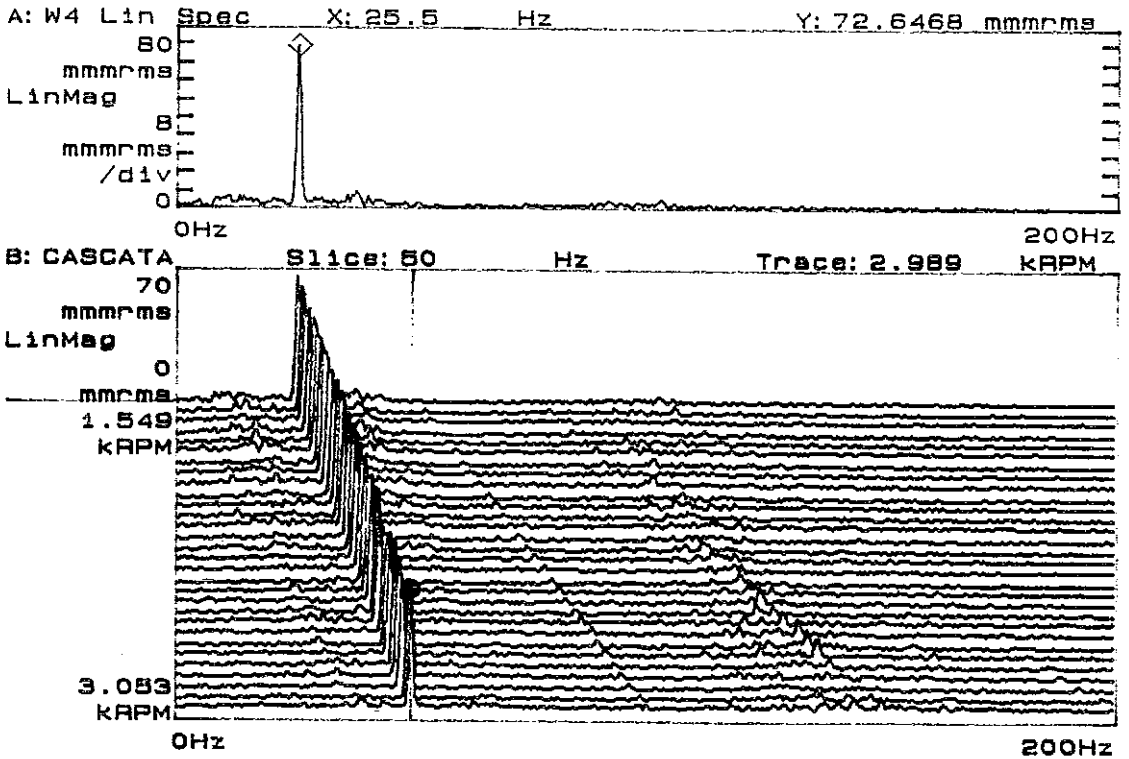
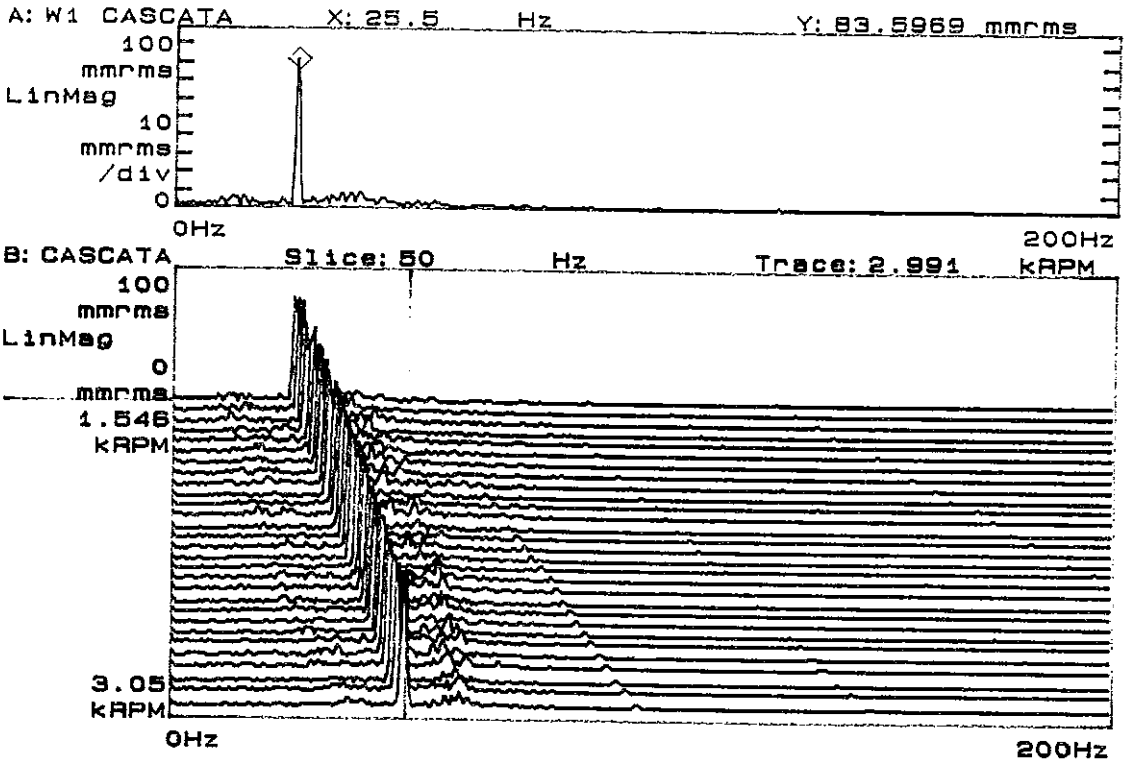


Fig. 6.14 - Gráficos cascata do disco menor nas direções X e Z com folga de 0,10 mm e rotação inicial de 3000 rpm

DISCO MAIOR - FOLGA=0.10 mm  
SENSOR DESLOCAMENTO - DIR. X



DISCO MAIOR - FOLGA=0.10 mm  
SENSOR DESLOCAMENTO - DIR. Z

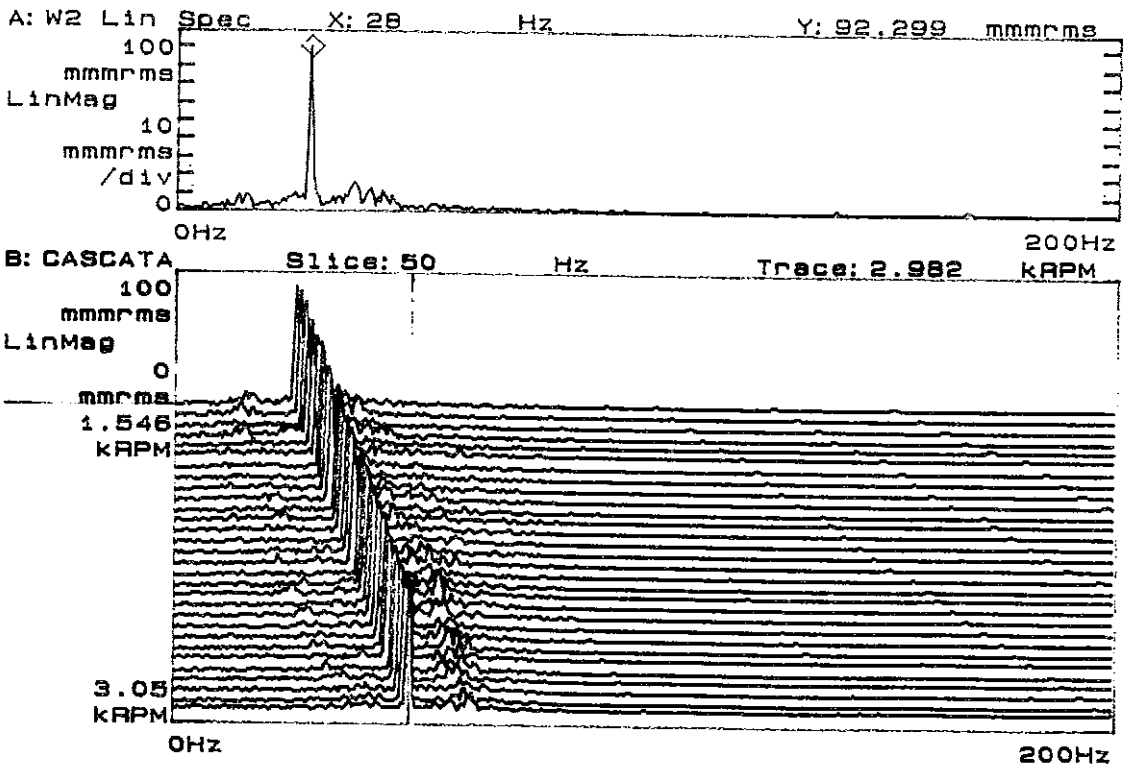


Fig. 6.15 - Gráficos cascata do disco maior nas direções X e Z com folga de 0,10 mm e rotação inicial de 3000 rpm

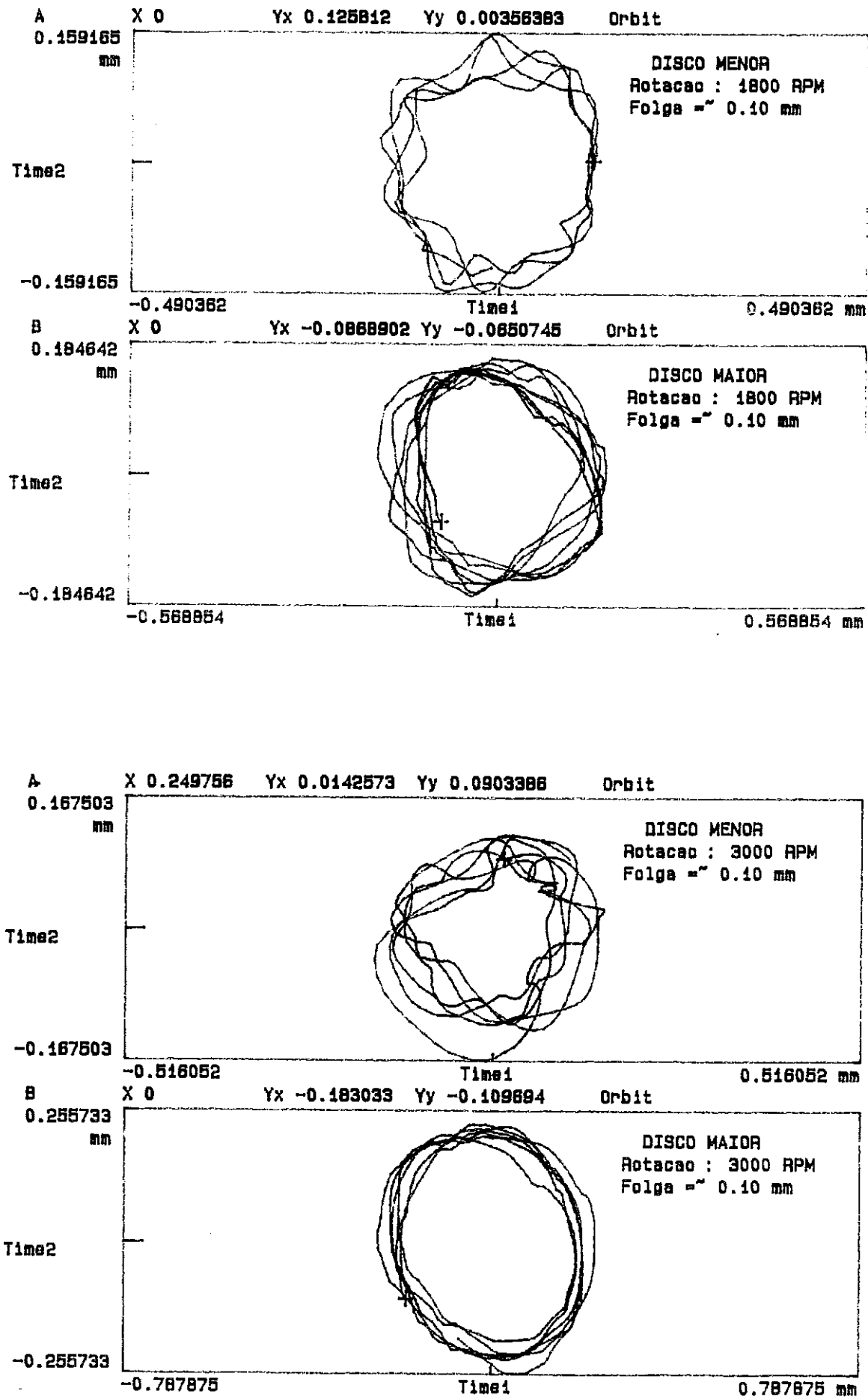


Fig. 6.16 - Órbitas dos discos menor e maior com folga de 0,10 mm e rotações de 1800 e 3000 rpm

### 6.9.3 - Sistema Com Folga de 0,21 mm:

A Figura 6.17 ilustra a relação entre o sinal do fasor e os impactos para a folga de 0,21 mm, confirmando o que já havia sido registrado anteriormente para a folga de 0,10 mm, ou seja, a casualidade dos impactos a cada volta.

A observação da resposta estrutural e do conjunto rotativo a uma folga dessa magnitude mostra uma relação clara entre a folga de um rolamento e a excitação de frequências subsíncronas. As amplitudes dos picos subsíncronos, exatamente nas frequências ressonantes da estrutura, se tornaram fortes e evidentes como pode ser visto nas Figuras 6.18 a 6.20. A energia transmitida pela força excitadora aos picos subsíncronos nesse caso é tão intensa que as amplitudes desses picos chegam a ser, em quase toda a desaceleração da máquina (Figuras 6.19 e 6.20), maiores que a própria resposta síncrona (que nesse caso pode ser excitada por excentricidade, desbalanceamento residual e falta de perpendicularidade entre o eixo e os discos). 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 estes continuem a excitar uma ampla faixa de frequências naturais, como é o caso das frequências de 72 Hz na direção X e 53 Hz na direção Z (Figura 6.19 e 6.20), porém, como pode ser observado, com uma energia menor que as observadas na Figura 6.9. (para folga de 0,10 mm).

No que se refere aos espectros adquiridos nos discos (Figuras 6.21 a 6.23), observa-se agora uma relação de sincronismo entre a velocidade de rotação e a excitação subsíncrona no eixo, sugerindo um movimento de precessão retrograda 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 no sentido oposto à direção de rotação do eixo. As Figuras 6.22 e 6.23 apresentam os espectros cascata dos discos menor e maior, onde existe

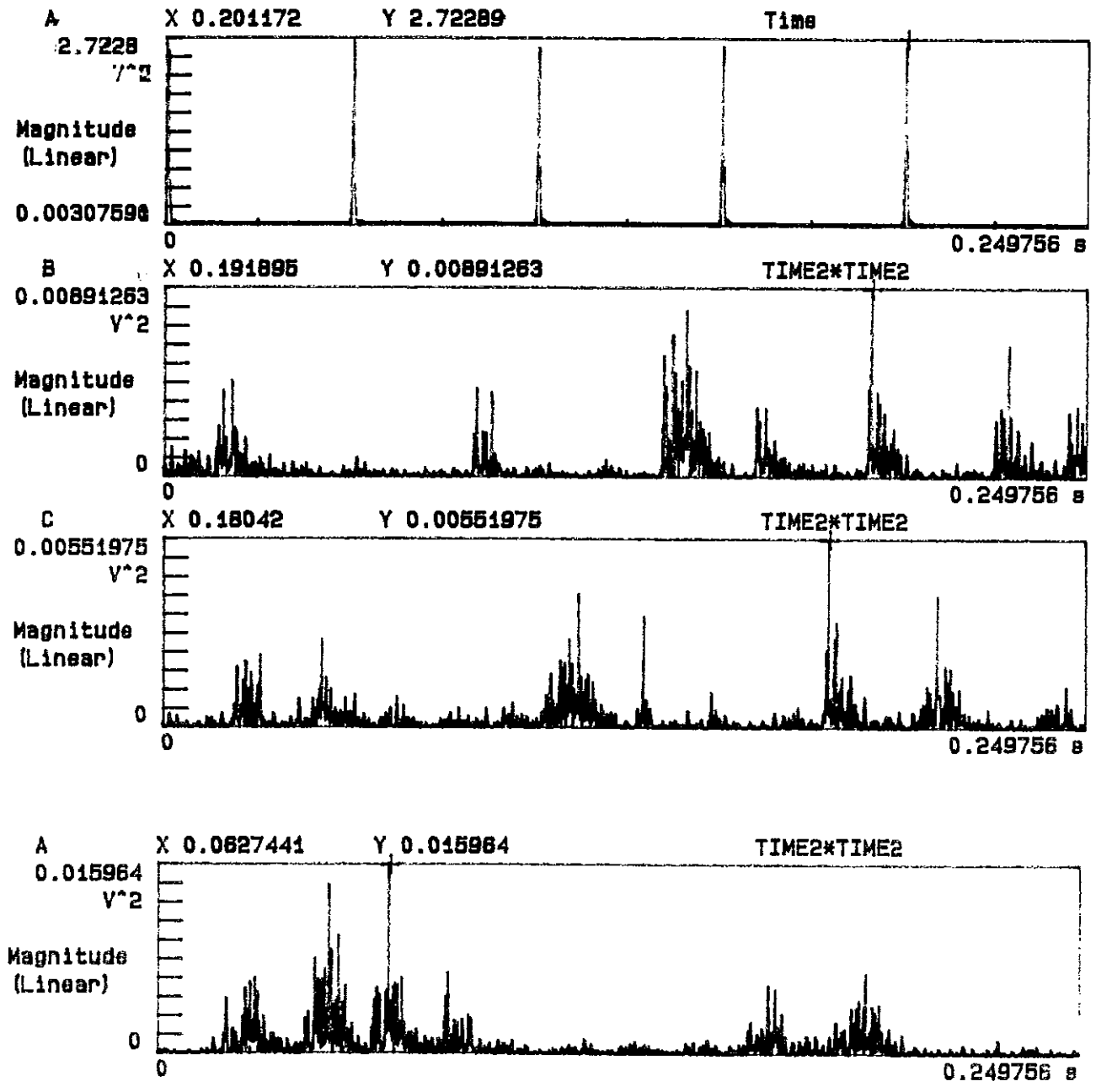


Fig. 6.17 - Gráficos do sinal do fasor em função dos impactos no mancal superior com folga de 0,21 mm e rotação de 3000 rpm

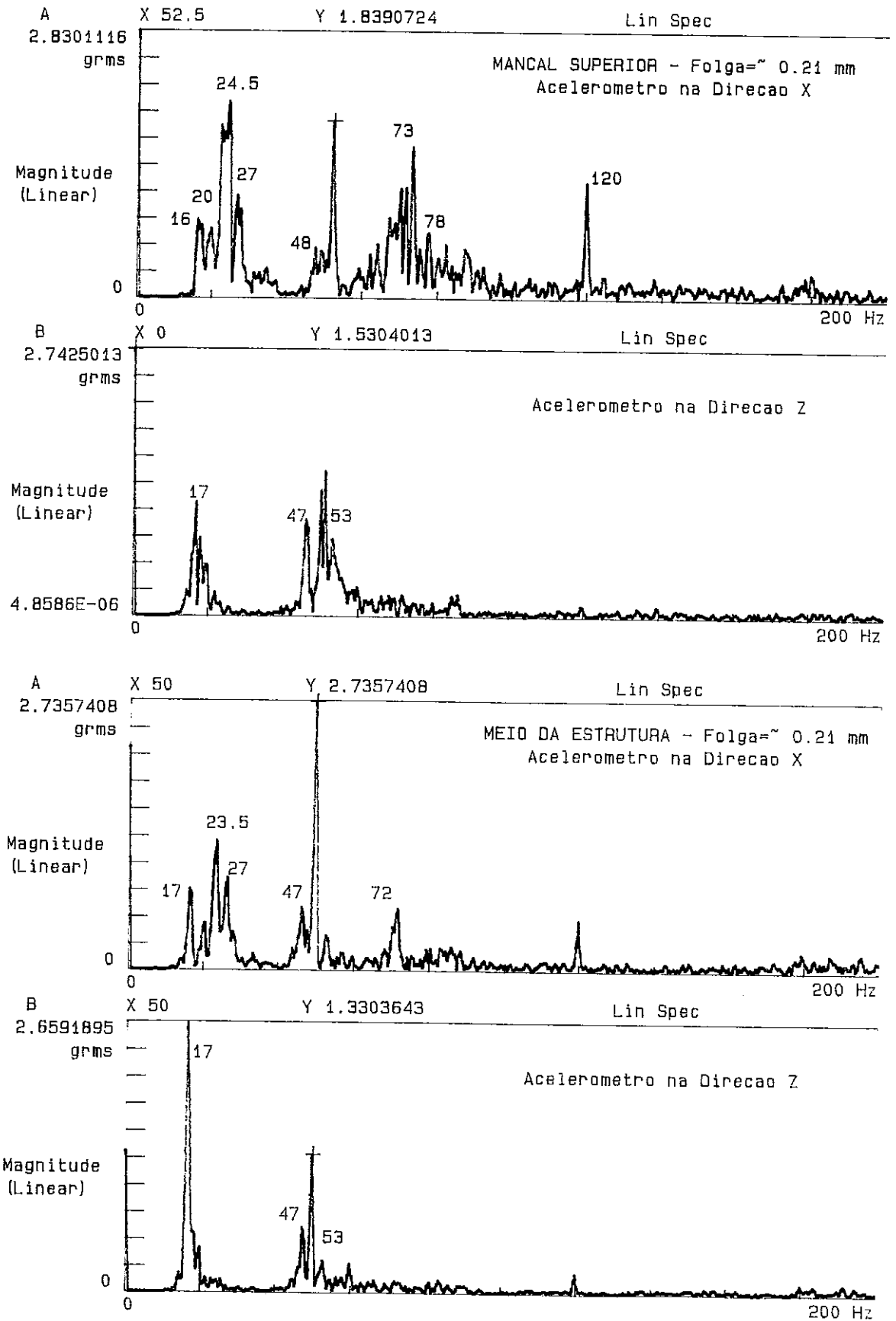
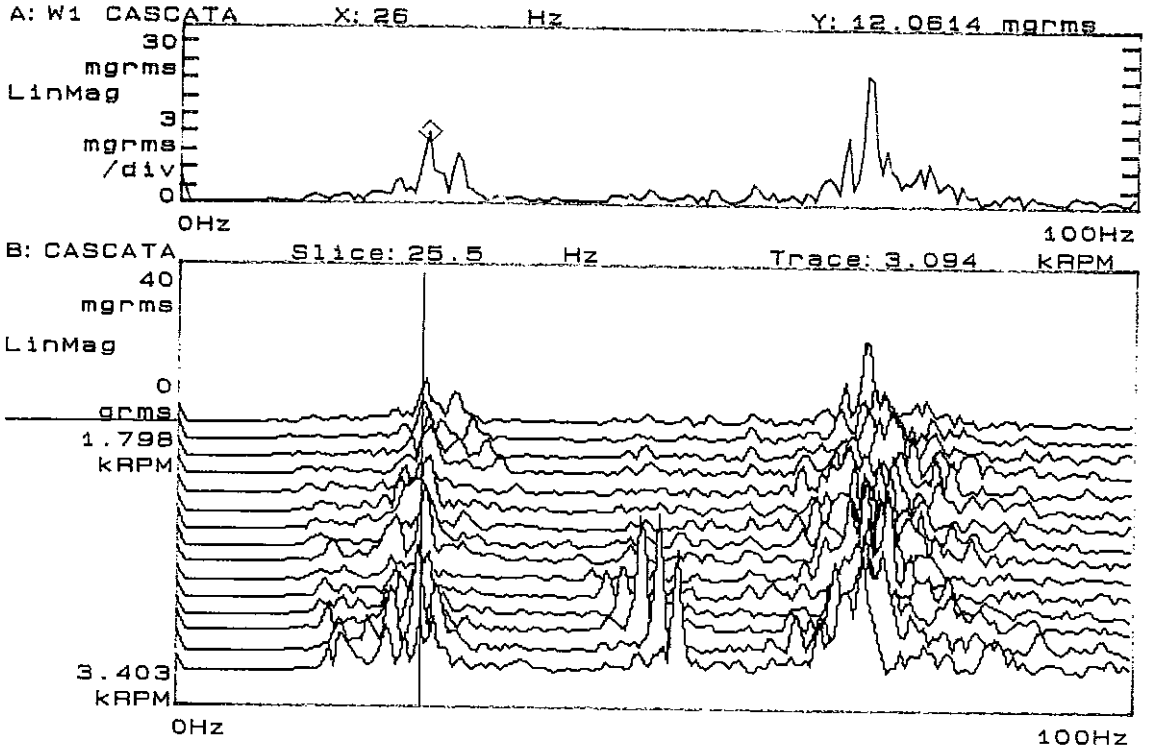


Fig. 6.18 - Espectros do mancal superior e meio da torre nas direções X e Z com folga de 0,21 mm e rotação de 3000 rpm



BASE DO MOTOR - FOLGA= $\sim$ 0.21mm  
 ACELEROMETRO NA DIRECAO X



BASE DO MOTOR - FOLGA= $\sim$ 0.21mm  
 ACELEROMETRO NA DIRECAO Z

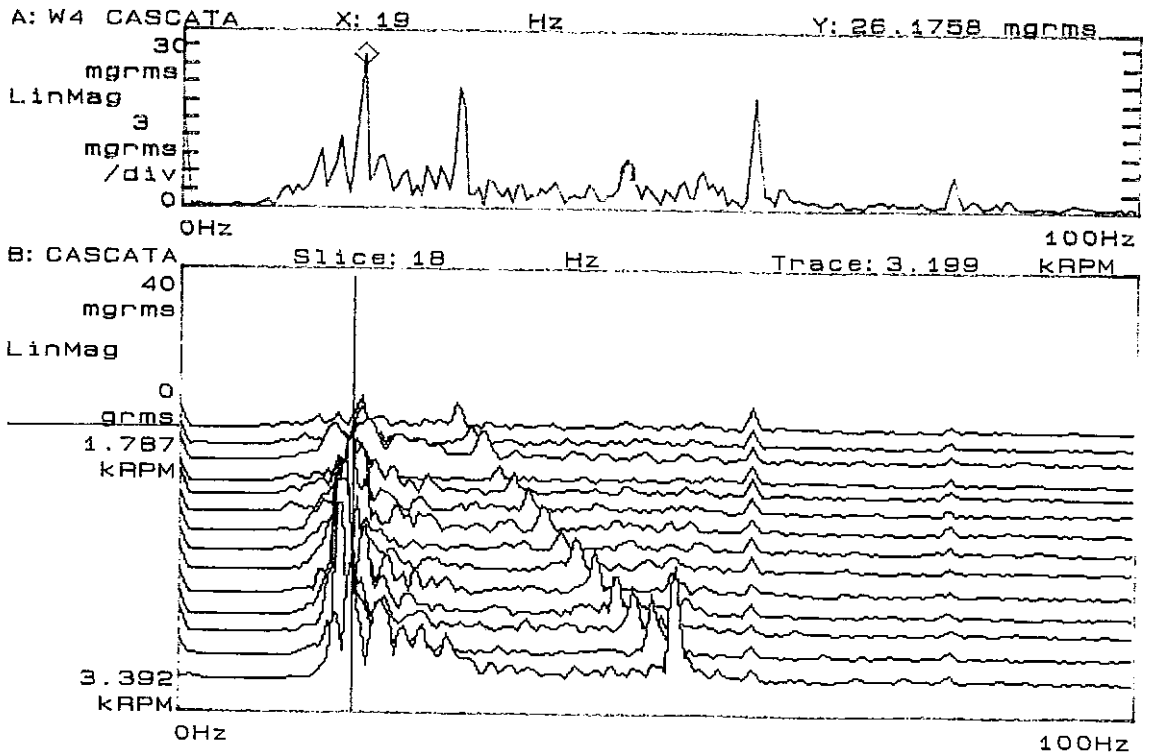
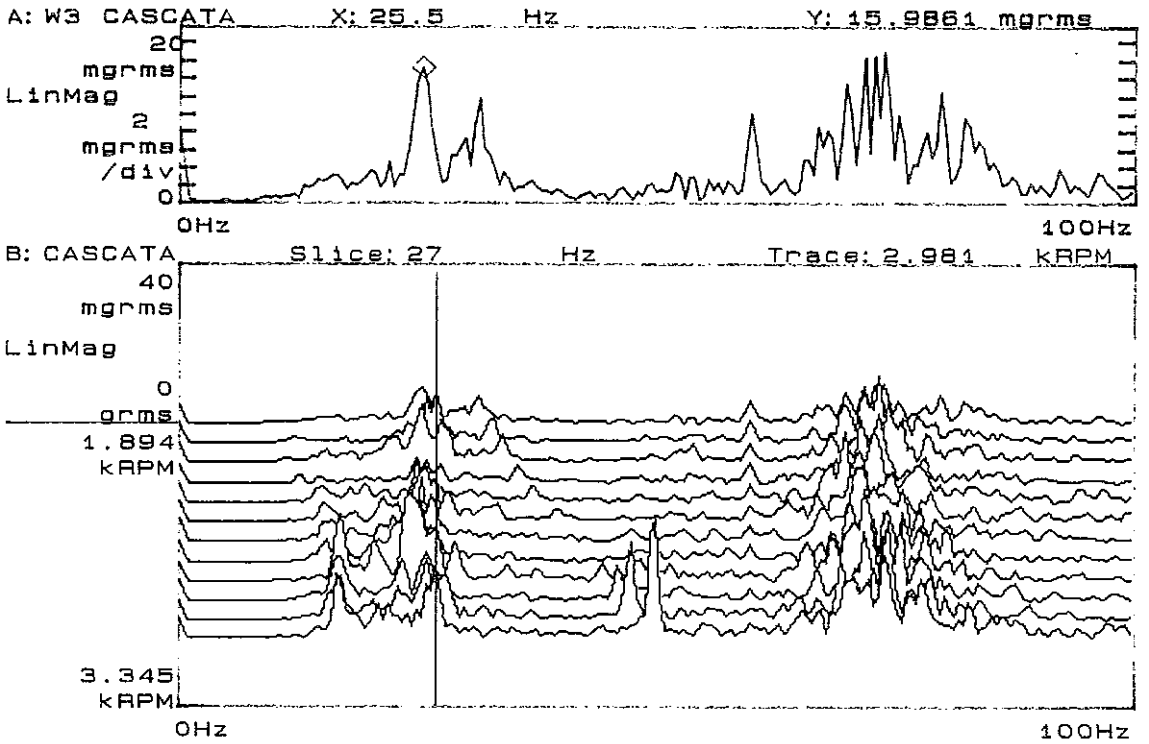


Fig. 6.19 - Gráficos cascata da base do motor nas direções X e Z com folga de 0,21 mm e rotação inicial de 3000 rpm

MANCAL SUPERIOR-FOLGA~0.21mm  
 ACELEROMETRO NA DIRECAO X



MANCAL SUPERIOR-FOLGA~0.21mm  
 ACELEROMETRO NA DIRECAO Z

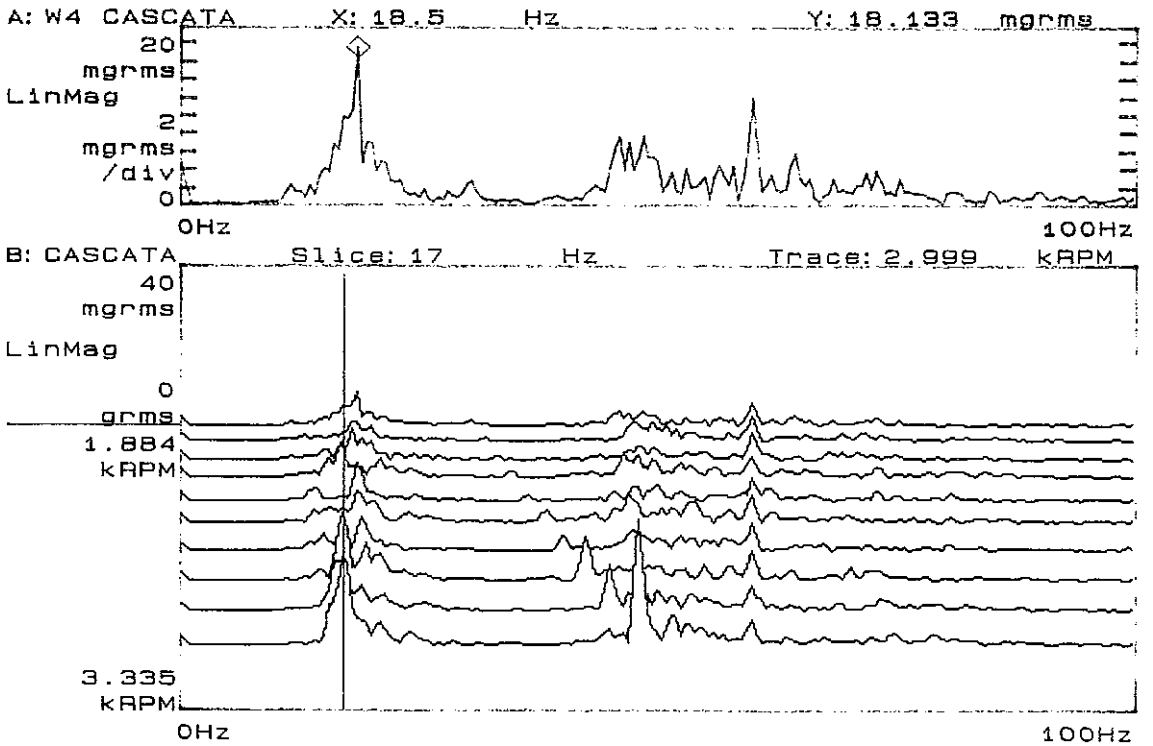
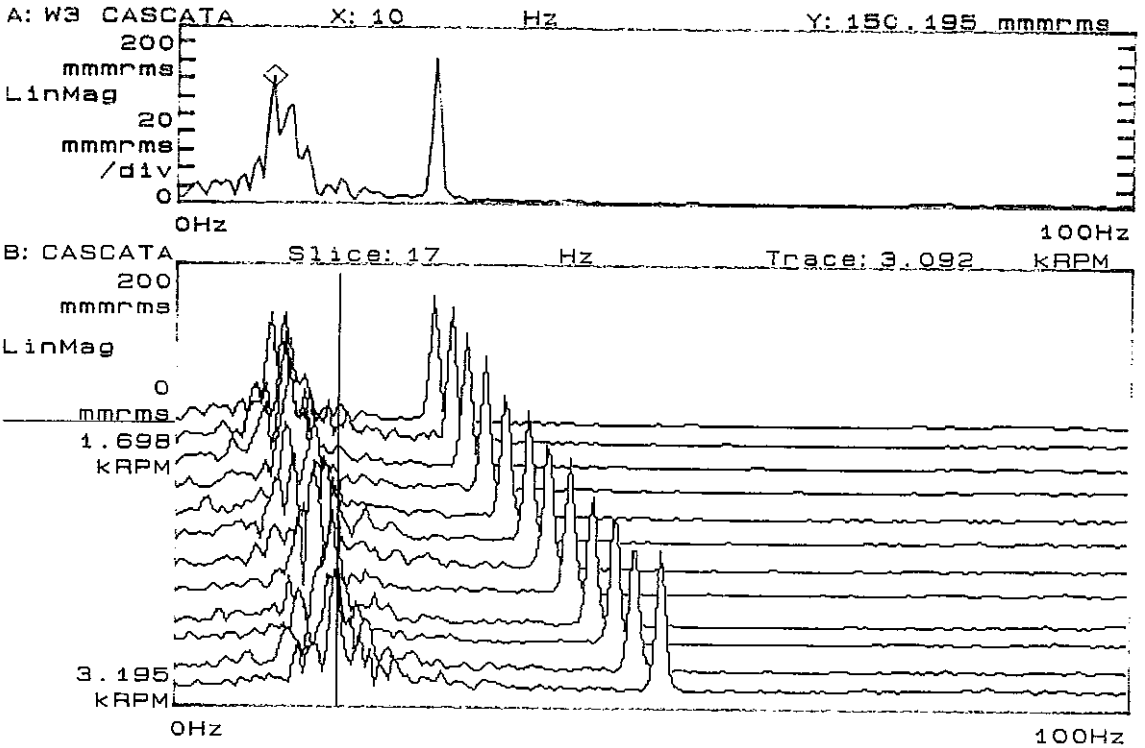


Fig. 6.20 - Gráficos cascata do mancal superior nas direções X e Z com folga de 0,21 mm e rotação inicial de 3000 rpm

DISCO MENOR-FOLGA= $\sim$ 0.21mm  
 SENSOR DE DESLOCAMENTO DIR. X



DISCO MENOR-FOLGA= $\sim$ 0.21mm  
 SENSOR DE DESLOCAMENTO DIR. Z

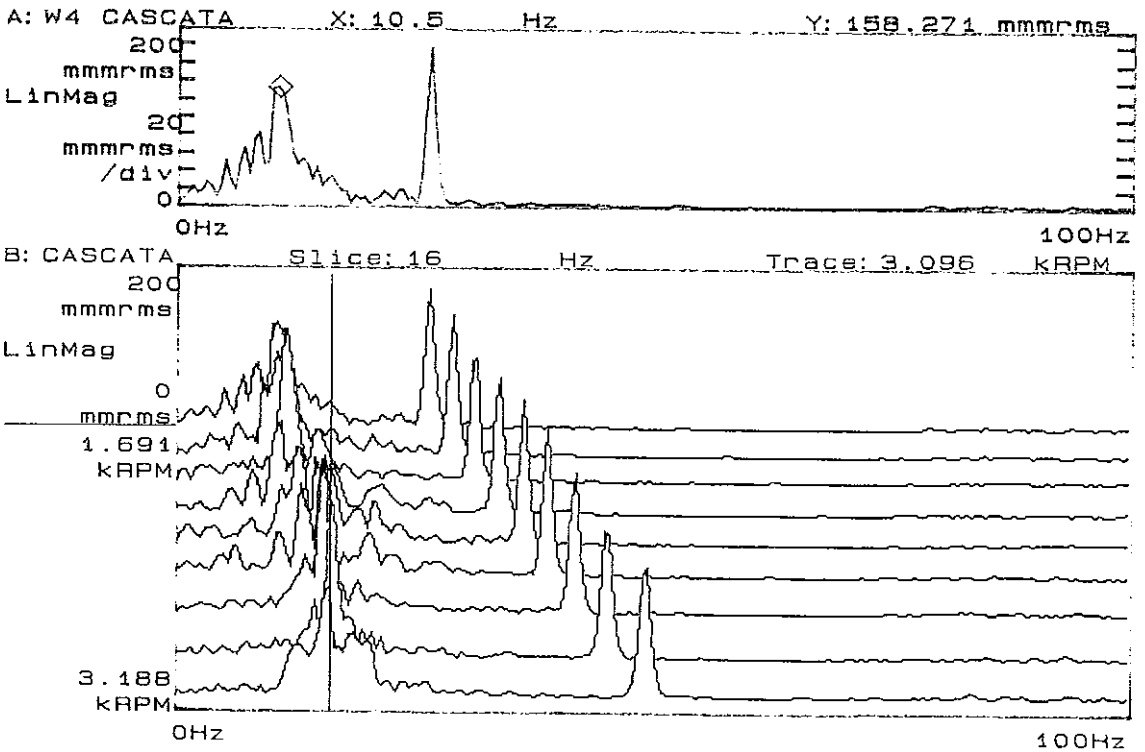


Fig. 6.22 - Gráficos cascata do disco menor nas direções X e Z com folga de 0,21 mm e rotação inicial de 3000 rpm

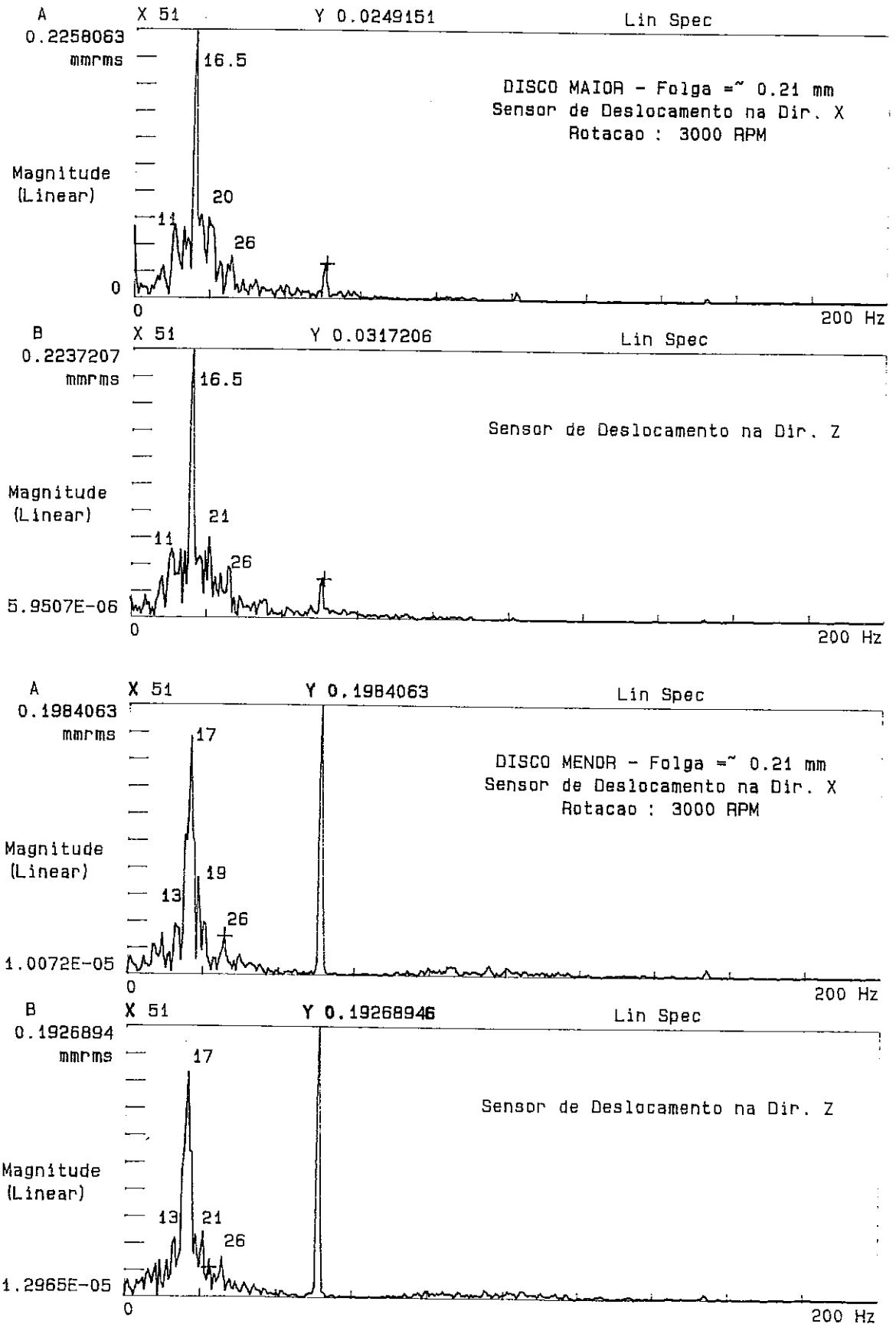
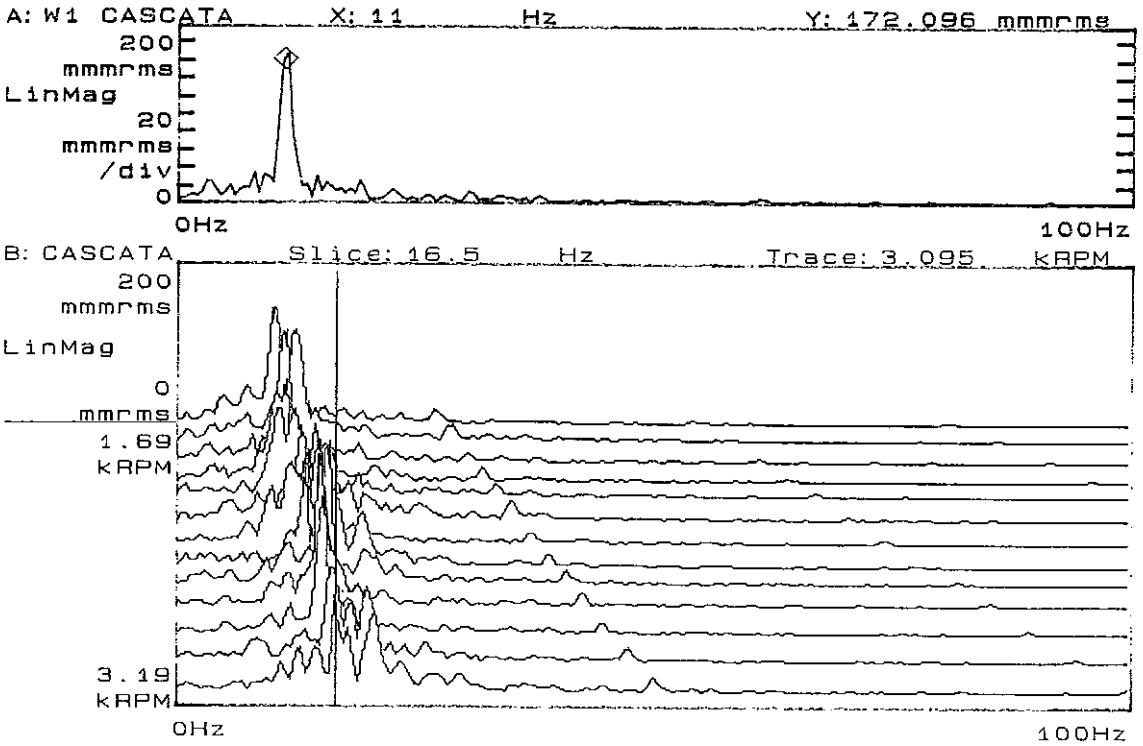


Fig. 6.21 - Espectros dos discos maior e menor nas direções X e Z com folga de 0,21 mm e rotação de 3000 rpm

DISCO MAIOR-FOLGA= $\sim 0.21$ mm  
 SENSOR DE DESLOCAMENTO DIR. X



DISCO MAIOR-FOLGA= $\sim 0.21$ mm  
 SENSOR DE DESLOCAMENTO DIR. Z

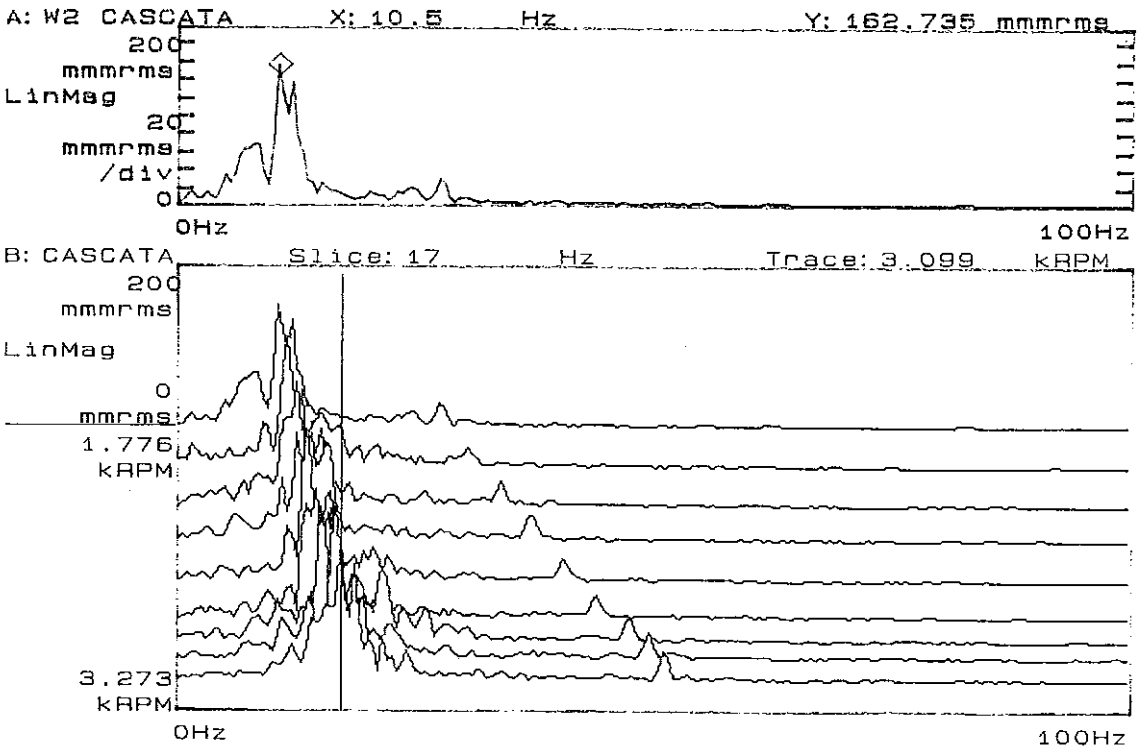


Fig. 6.23 - Gráficos cascata do disco maior nas direções X e Z com folga de 0,21 mm e rotação inicial de 3000 rpm

praticamente a excitação subharmônica apenas, decaindo junto com a rotação da máquina.

Observou-se também a correlação da excitação subharmônica de aproximadamente  $1/3$  da velocidade de rotação, o que confirma as previsões de alguns dos artigos citados no capítulo 5.

A observação das órbitas do disco menor e maior (Fig. 6.24) mostram as epicycloides formadas pelo movimento retrógrado do eixo a cada volta (apenas algumas voltas foram mostradas para facilitar a visualização e compreensão do movimento do eixo, sendo porém que, a Figura 6.25 apresenta a órbita completa). A órbita do disco maior, apresenta a tendência de durante um certo instante deslocar-se com um movimento nas direções X ou Z, mais evidente na rotação de 3000 rpm, representando uma órbita atípica.

Um exemplo clássico de formação de epicycloides é o apresentado pelo movimento orbital devido à instabilidade em mancais hidrodinâmicos, denominado “oil-whirl”, em que um “loop” interno 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.

A Figura 6.26 apresenta a assinatura do sinal no domínio do tempo no mancal superior do conjunto rotativo nas quatro condições do experimento (sem folga e com os três níveis de folga usados). Observa-se que praticamente não existe diferença entre o sistema sem folga e com folga de 0,02 mm e a medida que a folga vai aumentando as características de modulação do sinal da rotação e dos impactos vão se tornando evidentes.

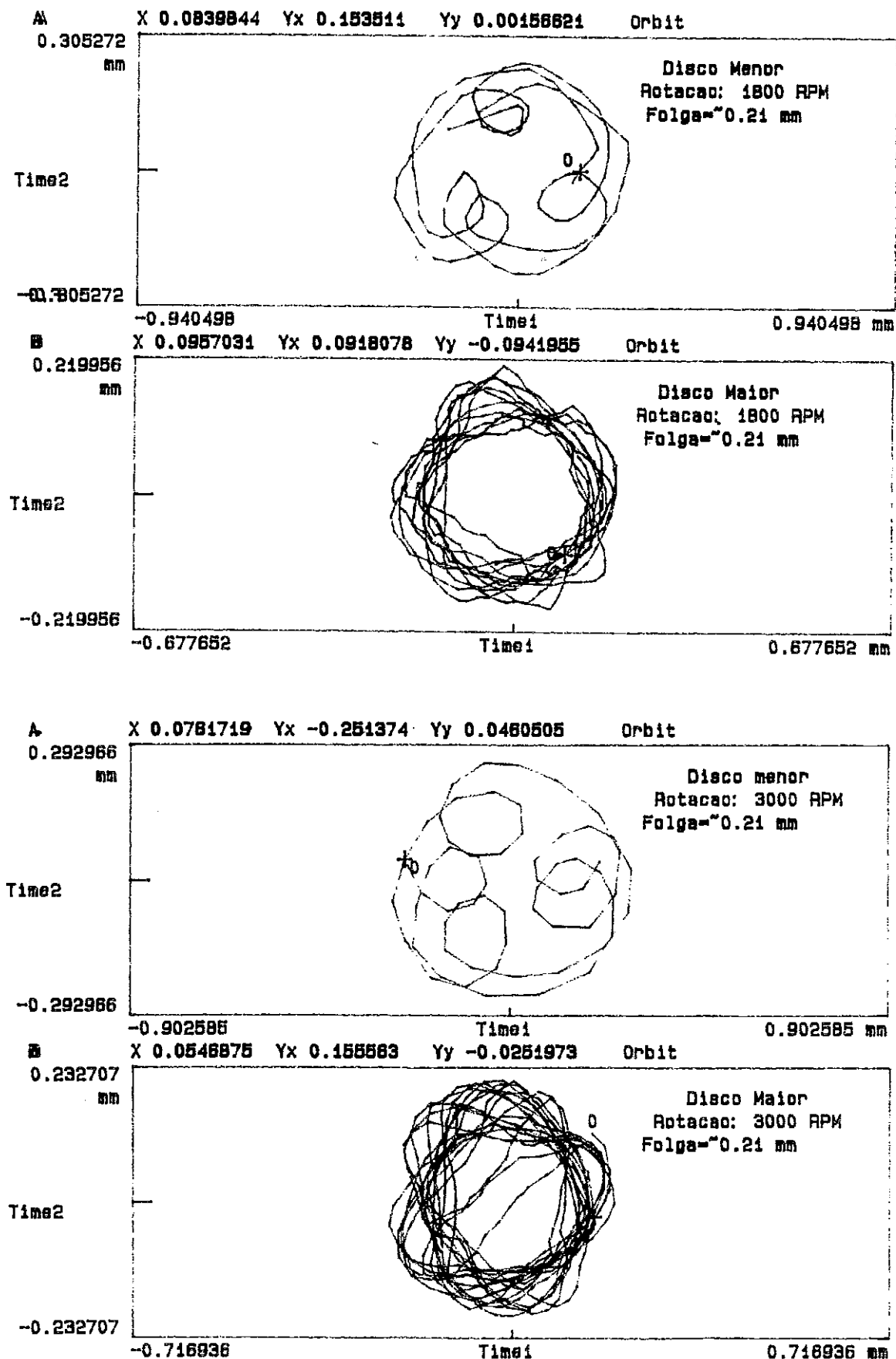
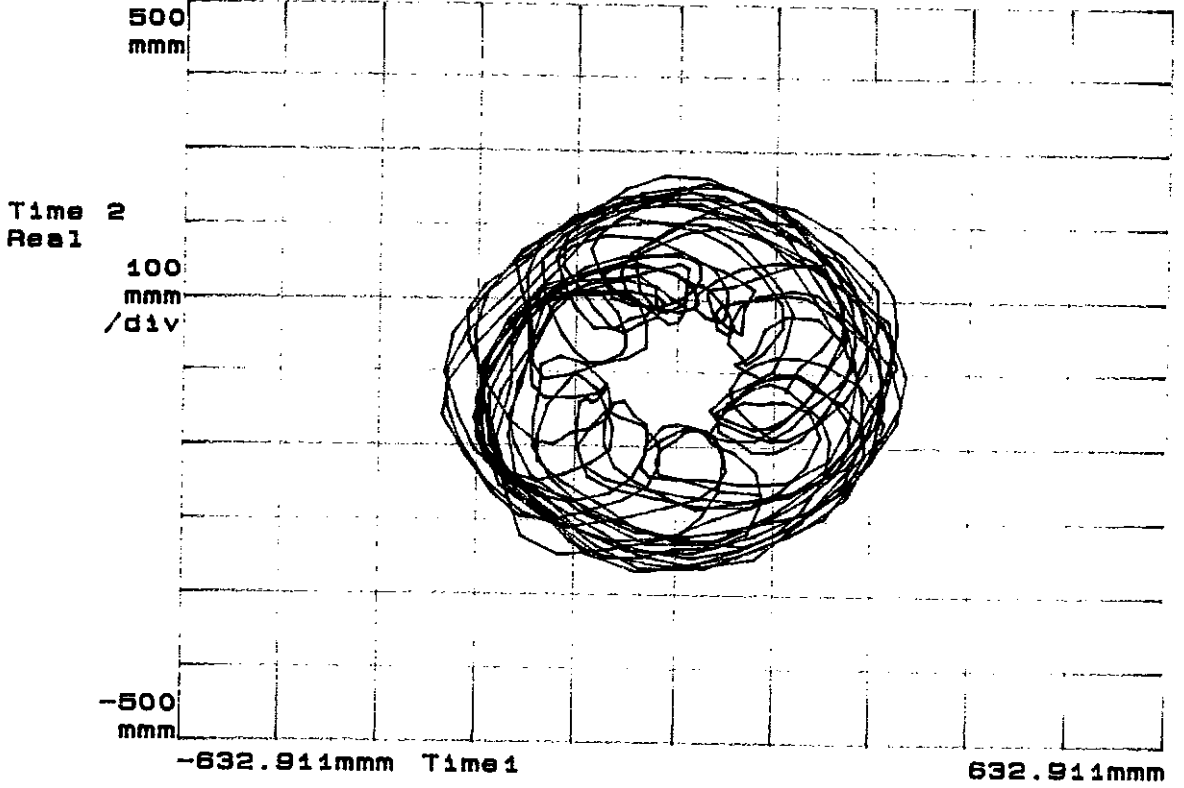


Fig. 6.24 - Órbitas dos discos menor e maior com folga de 0,21 mm e rotações de 1800 e 3000 rpm (poucas voltas)

DISCO MENOR-FOLGA= $\sim$ 0.21mm  
ORBITA `A 1800 RPM

B: CASCATA



DISCO MAIOR-FOLGA= $\sim$ 0.21mm  
ORBITA `A 1800 RPM

B: ORBITA

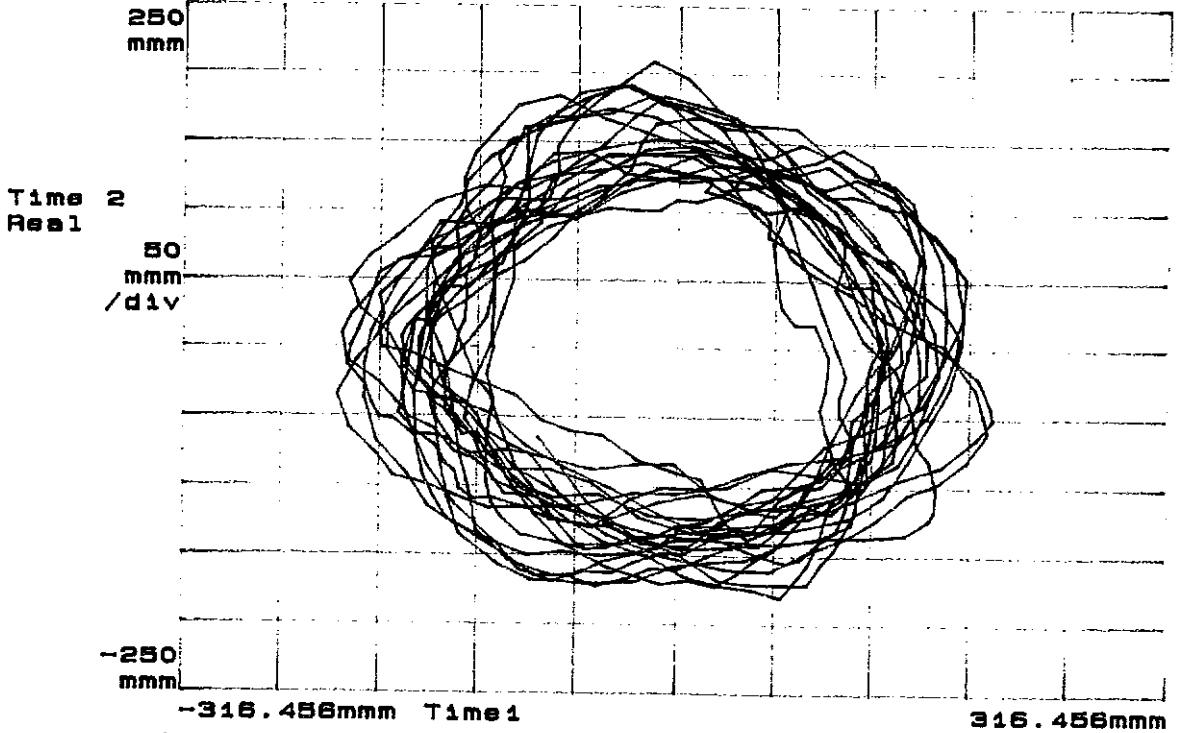


Fig. 6.25 - Órbitas dos discos menor e maior com folga de 0,21 mm e rotações de 1800 rpm (completa)



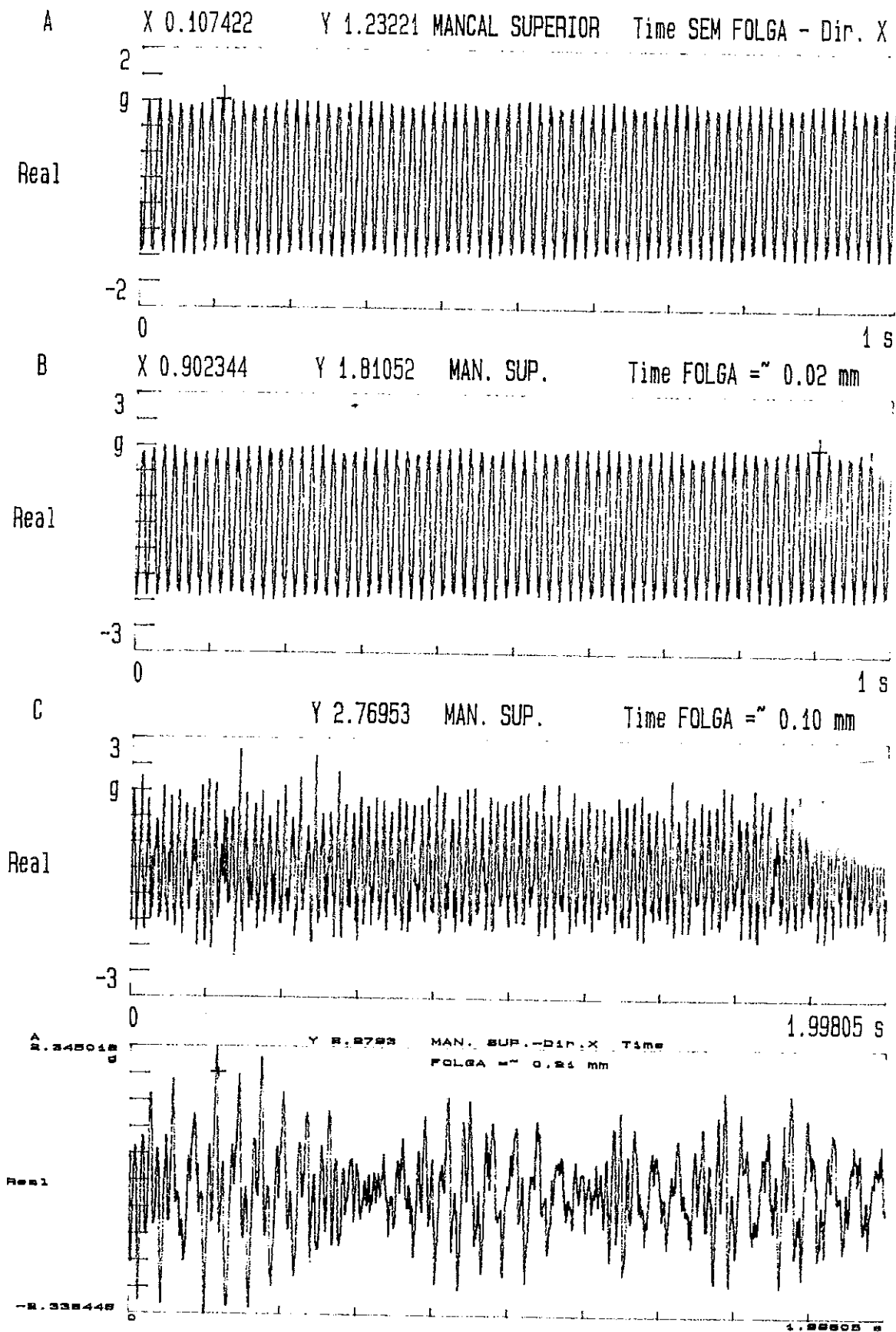


Fig. 6.26 - Sinais no domínio do tempo do mancal superior na direção X sem folga e com as três folgas usadas na rotação de 3000 rpm

## CAPÍTULO 7

### CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Voltando ao problema original (Moto-Compressor C-4101A), infelizmente não foram registradas as órbitas do eixo induzido do motor, não havia sensores de deslocamento monitorando o eixo e nem é comum encontrá-los em motores, exceto em casos especiais quando os mesmos possuem mancais de deslizamento. Caso esse monitoramento tivesse sido feito, seriam possivelmente observados os laços formados na órbita na frequência de 2850 CPM. Ficou evidente que essa frequência 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 estudo, ou seja, com uma folga anormal no mancal superior.

É de conhecimento geral que uma estrutura possui infinitos graus de liberdade, devendo ter, portanto, 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 intensidade. É até comum encontrar em plantas industriais máquinas com níveis de vibração elevados provocados por ressonâncias de base, de tubulações ou de outras partes do equipamento quando as mesmas estão próximas à velocidade de rotação da máquina ou a um de seus harmônicos. Não é comum, por outro lado, observar ressonâncias subsíncronas serem excitadas em equipamentos rotativos, exceto quando certas propriedades especiais da película de óleo de máquinas com mancais hidrodinâmicos sob determinadas condições de operação são auto-excitadas, fenômeno denominado de “oil-whirl”. Observar este tipo de comportamento em máquinas com mancais de rolamentos foi então uma grande surpresa, dadas as raríssimas ocasiões em que tal fenômeno ocorreu, o que, como foi dito, 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 frequências naturais de ordem síncronas e com o aumento da folga, indícios de frequências naturais estruturais de ordem subsíncronas, com laços de retrocesso quase regulares, particularmente próximos do harmônico de 1/3 da rotação.

Conforme mencionado no capítulo de introdução, foi tentado a simulação computacional do problema não-linear, não sendo obtido sucesso nos resultados, contudo foram feitas várias tentativas e exaustivos testes para mudar a plataforma de cálculo de resposta forçada em regime transiente do programa ROTMEF, na tentativa de simular um mancal com rigidez não-linear pela introdução de uma função dependente do deslocamento do sistema na matriz de rigidez dos mancais. O objetivo era simular um comportamento da rigidez dos mancais semelhante ao apresentado na Figura 4.4 (e). Apesar da equação polinomial introduzida no programa conter termos de grau superior, para o caso de se desejar simular uma curva semelhante à apresentada na Fig. 4.4 (b), somente o termo do 1º grau foi simulado. A principal dificuldade encontrada durante os testes foi que o programa não conseguia completar os cálculos, acusando instabilidade numérica. Tentou-se solucionar o problema de diversas formas, porém, sem sucesso e algumas justificativas foram elaboradas para tentar entender esse comportamento nos cálculos, ou seja:

1ª - A descontinuidade da curva no ponto onde termina a folga e começa a rigidez (Fig. 4.4 (e)). Há uma transição brusca no valor da rigidez, passando de zero para o valor elevado definido no programa, gerando uma instabilidade numérica no processo de integração das equações;

2ª - Segundo o manual do usuário do programa ROTMEF [29], os métodos de integração numérica direta das equações do movimento empregados no mesmo são os

métodos implícitos de Newmark ou Wilson- $\theta$ , mais comumente usados na análise de problemas inerciais, onde a resposta é governada predominantemente por um pequeno número de baixas frequências. Na medida em que o programa foi modificado para introduzir-se uma rigidez não-linear, passando a trabalhar com carregamentos de impacto ou de curta duração, esses métodos passam a responder de maneira inadequada, sendo os métodos explícitos mais recomendados para esse tipo de carregamento.

3ª - XIE e STEVEN [33], afirmam que para muitos sistemas não-lineares simples com oscilação periódica não forçada, a aplicação do método de Newmark pode conduzir a previsões caóticas, e, conseqüentemente, também o método de Wilson- $\theta$ , que na realidade é uma variação do método de Newmark. Portanto, tais métodos não são adequados para resolver equações diferenciais não-lineares devido justamente às instabilidades geradas no processo de cálculo. XIE [34] aconselha o método de Runge-Kutta como mais estável para esses tipos de sistemas.

O estudo de vibro-impacto consiste no processo de colisão de dois ou mais objetos que geram forças que são adicionadas e removidas em curtos intervalos de tempo, originando ondas de tensões que deslocam-se através da região de contato.

O complicado processo de transferências de energia sob condições de impacto conduz a serias dificuldades na análise matemática desse tipo de problema. Modelos representando o sistema físico devem ser idealizados para tornar o tratamento teórico ameno e o comportamento dinâmico do sistema deve ser verificado por experimentos apropriados. Como consequência, soluções completas tem sido obtidas apenas para configurações geométricas simples, utilizando as leis de conservação de massa, conservação do momento e balanço de energia mecânica. Portanto, quanto maior o passo que deseja-se dar no sentido de se obter respostas de sistemas mais complexos, deve-se levar em consideração os passos citados e acima de tudo uma boa revisão bibliográfica do assunto com os últimos avanços alcançados sobre o tema.

De maneira geral, o objetivo principal da tese pode ser considerado como realizado, pois além do estudo do problema original em laboratório,

A existência de um modelo experimental que possa permitir o desenvolvimento de trabalhos de pesquisa no Laboratório de Acústica e Vibrações muitas vezes é fundamental e sobre esse aspecto é importante se ter um modelo versátil, onde as modificações possam ser realizadas com mais facilidade. O modelo construído em uso permite essa versatilidade, mas por outro lado mantém características negativas a medida em que quase todas as uniões são feitas por parafusos, o que gera um amortecimento muito elevado no modelo, muitas vezes mascarando informações importantes do sinal coletado. É importante estudar uma forma de dar maior rigidez à estrutura sem prejudicar sua versatilidade.

Apesar das dificuldades para se trabalhar com equações não-lineares e considerando-se as raras ocasiões em que tais problemas ocorrem em máquinas rotativas, é importante deter esse conhecimento academicamente de forma a transformá-la em uma ferramenta de fácil uso quando necessário. Nesse sentido, a continuidade do estudo de problemas que envolvam não-linearidades na dinâmica de rotores é importante, principalmente para máquinas de altas rotações e que utilizam mancais hidrodinâmicos.

Como sugestão final, o desenvolvimento de um estudo mais detalhado sobre a influência das anti-ressonâncias da estrutura na absorção de energia da frequência de rotação seria importante na medida em que essas as mesmas poderiam ser direcionadas para absorver energia de rotores que trabalham acima da 1ª velocidade crítica, ou seja, fazer uma anti-ressonância coincidir com a 1ª crítica do rotor e avaliar o efeito da vibração e deslocamento do eixo.

## 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 - MEDEIROS, Paulo R.; “Balanceamento de Rotores pelo Método Modal”, Tese M.Sc., COPPE/UFRJ, 1988.
- 4 - Caderno de Atividade do Laboratório de Acústica e Vibrações em Dinâmica de Rotores, COPPE/UFRJ, 1993.
- 5 - ROCHA, Renato de O.; “Modelagem e Simulação Computacional em Dinâmica de Rotores via Método dos Elementos Finitos”, Tese M.Sc., COPPE/UFRJ, 1992.
- 6 - ROCHA, Renato de O.; “Estudo Analítico-Experimental da Interação Dinâmica Rotor/Estator”, Tese D.Sc., COPPE/UFRJ, 1996.
- 7 - MEGGIOLARO, Marco Antonio.; “Modelagem de Mancais Hidrodinâmicos na Simulação de Sistemas Rotativos”, Tese M.Sc., DEM/PUC-RJ, 1996.
- 8 - LALANNE, M. & FERRARIS, G.; “Rotordynamics Prediction in Engineering”, John Wiley & Sons, Inc., 1ª Edição, 1990.
- 9 - NELSON, H. D. & Mc Vough, J. M.; “The Dynamics of Rotor-Bearing Systems Using Finite Elements”, ASME Journal of Mechanical Design, Dec. 1979.
- 10 - Illustrated Vibration Diagnostic Chart; “Technical Associates of Charlotte, Inc.”, 1990.
- 11 - BROCH, Jens Trampe; “Mechanical Vibration and Shock Measurements”, Bruel & Kjaer, 2ª Edição, 1980.
- 12 - DEN HARTOG, Jacob Pieter; “Vibrações nos Sistemas Mecânicos”, Edgard Blucher/Editora da USP, 1972.
- 13 - BATISTA, R.C.; “Dinâmica e Estabilidade em Mecânica – Métodos Qualitativos e Quantitativos”, III Escola de Matemática Aplicada, Rio de Janeiro, 1982.
- 14 - ZIEGLER, H.; “On Concept of Elastic Stability”, Advanced of Applied Mechanics, Academic Press, 1956.

- 15 - HOFF, N.J.; "Dynamic Stability of Structure", Pergamon Press, 1967.
- 16 - GONÇALVES, P.B.; "Análise de Instabilidade Dinâmica Estrutural, Tese D.Sc., COPPE/UFRJ, 1985.
- 17 - NAYFEH, A. H.; "Perturbation Methods", John Wiley & Sons Inc., 1973.
- 18 - STOCKER, J. J.; "Nonlinear Vibrations", Intersciences, 1950.
- 19 - ABRAMSON, H. N.; "Nonlinear Vibration", Shock and Vibration, 2ª Ed., McGraw Hill.
- 20 - YAMAMOTO, T.; "On the Vibrations of a Shaft Supported by Bearings Having Radial Clearances", JSME, Vol. 21, Nº 103, 1955, pp. 186-192.
- 21 - EHRICH, F. F.; "Subharmonic Vibration of Rotors in Bearing Clearance", ASME Paper Nº 66-MD-1, 1966.
- 22 - DUBOWSKY, S.; FREUDENSTEIN, F.; "Dynamic Analysis of Mechanical System with Clearances", Journal of Engineering for Industry, February 1971.
- 23 - BENTLY, D.; "Forced Subrotative Speed Dynamic Action of Rotating Machinery", ASME Paper 74-PET-16, Petroleum Mechanical Engineering Conference, Dallas, Texas, Sept. 1974.
- 24 - CHILDS, D.W.; "Fractional-Frequency Rotor Motion Due to Nonsymmetric Clearance Effects", Transaction of the ASME, May 18, 1981.
- 25 - 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 nº 1, 1988, pp. 9-16.
- 26 - MUSZYNSKA, A.; "Partial Lateral Rotor to Stator Rubs", IMechE Paper Nº C281/84, 1984.
- 27 - CHILDS, D.W.; "Turbomachinery Rotodynamics: Phenomena, Modeling, and Analysis", Ed. John Wiley & Sons Inc., 1ª Edição, 1993.
- 28 - GUPTA, P. K.; "Modeling of Instability Induced by Cage Clearance in Ball Bearings", Tribology Transaction, Vol. 34 (1), pp. 93-99, 1991.
- 29 - MERRIMAN, T.L. and KANNEL, J.W.; "High Pressure Oxygen Turbopump Bearing Cage Stability Analysis", Battelle Technical Report, NASA, Washington D.C. NAS8-34908 (1984).
- 30 - ROTMEF - VERSÃO I.I ; "Manual do Usuário", CEPTEL-RJ, 1993.

- 31 - HANSEN, A. S.; "Análise Dinâmica da Estrutura Externa de um Rotor-Parte I", Projeto Iniciação Científica, COPPE/UFRJ, 1995.
- 32 - ALBUQUERQUE, G. J. K.; "Análise Dinâmica da Estrutura Externa de um Rotor-Parte II", Projeto Iniciação Científica, COPPE/UFRJ, 1996.
- 33 - EWINS, D. J.; "Modal Testing: Theory and Practice", John Wiley & Sons Inc., 1984.
- 34 - TIMOSHENKO, S. & YOUNG, D.H.; "Vibration Problems in Engineering", Den Van Nostrand Company, Inc., 3ª Edição, 1955.
- 35 - XIE, Y. M. and STEVEN, G. P.; "Instability, Chaos, and Growth and Decay of Energy of Time-stepping Schemes for non-linear Dynamic Equations", Communications in Numerical Methods in Engineering, 1994, 10, 393-401.
- 36 - XIE, Y. M.; "An Assensment of Time Integration Schemes For Non-linear Dynamic Equations", Journal of Sound and Vibration, 1996, 192(1), 321-331.
- 37 - MAGALHÃES, Fernando L.; "Amplificação de Choque Torcional em Engrenagem com Folga", Tese M.Sc., COPPE/UFRJ, 1990.