

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL DE EIXOS TRINCADOS

Josué Taveiro Santos

Orientador: Alberto Carlos G. C. Diniz

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA

PUBLICAÇÃO: ENM.DM.114ª/2007

Brasília – DF

2007

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE MODAL EXPERIMENTAL DE EIXOS TRINCADOS

Josué Taveiro Santos

Dissertação de mestrado submetida ao Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Tecnologia da Universidade de Brasília, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de mestre em engenharia mecânica.

BANCA EXAMINADORA

Professor Dr. Alberto Carlos Guimarães Castro Diniz –ENM/FT/UnB
Orientador

Professor Dr. José Maria Campos dos Santos (DMC/FEM/UNICAMP)

Professor Dr. Jorge Luiz Almeida Ferreira (ENM/FT/UnB)

Brasília – DF

2007

FICHA CATALOGRÁFICA

SANTOS, JOSUÉ TAVEIRO

Análise Modal Experimental de Eixos Trincados

xvi, 133 p., mm (ENM/FT/UnB, Mestre, Engenharia Mecânica, 2007)

Dissertação de Mestrado – Universidade de Brasília, Faculdade de Tecnologia,

Departamento de Engenharia Mecânica.

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

SANTOS, J.T; 2007. Análise Modal Experimental de Eixos Trincados. Dissertação de Mestrado, Publicação, p.133

Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, DF, p.133

CESSÃO DE DIREITOS

NOME DO AUTOR: Josué Taveiro Santos

TÍTULO DA DISSERTAÇÃO DE MESTRADO: Análise Modal Experimental de Eixos Trincados.

GRAU/ANO: Mestre em Ciências Mecânicas/2007

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias desta dissertação de mestrado, bem como para emprestar ou vender tais cópias desde que seja somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor reserva outros direitos de publicação e nenhuma parte desta dissertação de mestrado pode ser reproduzida sem a autorização por escrito do autor.

Josué Taveiro Santos

Rua Brasil, 1473

CEP: 65907.330 – Imperatriz (MA) – Brasil

Fone: (099) 3524-8861

Dedico esse trabalho aos meus pais, Antonio Taveiro Santos e Francisca Taveiro Santos, que apesar dos obstáculos quase intransponíveis, lutaram para que eu me tornasse o que sou.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiro a Deus; Criador, Redentor e Mantenedor de tudo, que tem conduzido minha vida em todos os aspectos e, ultimamente neste período de estudos para a realização deste curso de pós-graduação.

Uma lista nominal se tornaria grande, no entanto, quero externar meus agradecimentos à equipe de professores do departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Tecnologia da UnB e mui especial ao meu orientador, o professor Dr. Alberto Carlos G. C. Diniz, que se manteve numa conduta incansável durante todo o percurso do curso dando as orientações necessárias para a elaboração desta dissertação.

A todos os colegas que também se empenharam e em muito deram as suas contribuições, a fim de que este trabalho, em todas as fases, fosse realizado.

Aos amigos que sem restrição, direta ou indiretamente deram todo o apoio de todas as formas na execução deste trabalho.

RESUMO

Trata-se aqui de um trabalho eminentemente experimental levado a cabo com o objetivo de melhor compreender o comportamento dinâmico de um eixo rotativo trincado. A melhor compreensão da influencia da presença de uma trinca no comportamento dinâmico do eixo rotativo permitiria o desenvolvimento de procedimentos para identificação de trincas em eixos de rotores para fins de manutenção preditiva. Foi feita a análise modal experimental de um eixo circular com um entalhe transversal de pequenas dimensões simulando a presença de uma trinca transversal. Os ensaios foram realizados para diferentes ângulos e posicionamento da trinca de modo a se avaliar a variação das frequências naturais de vibração e a forma das respectivas Funções de Resposta em Frequência com o objetivo de identificar alguma tendência comportamental que permitisse o estabelecimento de padrões para uso em procedimentos de manutenção preditiva. Apresentam-se, além de uma revisão bibliográfica sobre as técnicas de identificação de trincas em eixos rotativos e de um levantamento do estado da arte das pesquisas nessa área, os resultados obtidos experimentalmente acompanhados de uma análise dos mesmos com o objetivo de estabelecer uma relação entre os mesmos e a variação da rigidez do eixo devido à presença da trinca, destacando-se principalmente o efeito da variação do segundo momento de área no comportamento dinâmico do eixo. Em se tratando de um trabalho inicial na temática da identificação de trincas, apresentam-se também sugestões para trabalhos futuros.

Palavras-chave: análise modal, métodos experimentais, identificação de trincas, eixos trincados.

ABSTRACT

This is a mainly experimental work, done with the aim of better understanding the dynamic behavior of a rotating shaft with a crack. Best understanding of the influence of a crack on the dynamic behavior of a rotating shaft will enable the development of procedures to identify the existence of cracks in shafts, so that predictive maintenance can be performed. Modal analysis experimental tests were done on a shaft with a small transversal notch simulating a fatigue crack. Tests were done at different angles and positions of the crack, so that variation in the values of natural frequencies of vibration and the form of the Frequency Response Functions could be assessed, with the objective of identifying some behavioral trend that would allow for the establishment of patterns that can be used in predictive maintenance procedures. A review on the literature on identification of cracks on rotating shafts and also of the state of the art research in the area was done. The obtained experimental results are presented, together with an analysis of these results, with the aim to establish a relationship between the results and the variation on the shaft stiffness due to the presence of the crack, highlighting mainly the effect of the variation on the second moment of area of the shaft on its dynamic behavior. Suggestions for future work are also presented.

Key-words: modal analysis, experimental methods, identify the cracks in shafts, shaft with a crack.

ÍNDICE

1 – INTRODUÇÃO	1
1.1 – Trincas em Eixos Rotativos	2
1.2 – Objetivos e Metodologia	4
1.3 – Organização do Texto	5
2 – MANUTENÇÃO PREDITIVA	7
2.1 – Conceituação.....	8
2.2 – Métodos de Manutenção Preditiva.....	9
2.2.1 – Análise de Óleo.....	9
2.2.2 – Sistemas Especialistas	10
2.2.3 – Análise de Vibração	10
2.3 – Técnica de Manutenção Preditiva Usando Análise de Vibrações	11
2.3.1 – Manutenção Peditiva pelo Nível Global de Vibrações.....	11
2.4 – Manutenção Preditiva pelo Espectro de Vibração	13
2.5 – Média Temporal Síncrona, Demodulação e Diagramas de Órbita	13
3 – DEFEITOS EM MÁQUINAS ROTATIVAS	14
3.1 – Desbalanceamento de Rotores	14
3.2 – Desalinhamento.....	15
3.3 – Roçamento	16
3.4 – Folgas Mecânicas	17
3.4.1 – A Dinâmica das Vibrações Causadas por Folgas Mecânicas	17
4 – O PROBLEMA DA TRINCA	18
4.1 – MECANISMO DE APARECIMENTO DE TRINCAS	18
4.2 – CLASSIFICAÇÃO DOS TIPOS DE TRINCAS.....	20
4.3 – CLASSIFICAÇÃO DE ACORDO COM A PROFUNDIDADE.....	20
4.4 – FENÔMENO DA RESPIRAÇÃO – “BREATHING”.....	21
4.5 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	22
4.5.1 – Métodos baseados na variação da flexibilidade local	25
4.5.2 – Modelos contínuos de vigas trincadas.....	26
4.5.3 – Vibração de Rotores Trincados.....	26
4.5.4 – Identificação de trinca em eixos rotativos	27

5 – MONTAGEM EXPERIMENTAL	29
5.1 – EIXO	29
5.2. – ENSAIOS DE ANÁLISE MODAL.....	30
5.2.1 – Equipamentos utilizados.....	32
5.2.1.1 – Analisador de Sinais Dinâmicos HP modelo 35665A.....	32
5.2.1.2 – Amplificador de carga B&K tipo 2635	33
5.2.1.3 – Acelerômetro piezoelétrico B&K tipo 4336.....	33
5.2.2 – Procedimento experimental	34
5.3 – ENSAIO ESTÁTICO PARA MEDIÇÃO DA RIGIDEZ DO EIXO	36
6 – RESULTADOS EXPERIMENTAIS	38
6.1 – RESULTADOS PARA O EIXO SEM TRINCA	40
6.2 – RESULTADOS PARA A POSIÇÃO DO ENTALHE A ZERO GRAUS	42
6.2.1 – Primeiro e segundo modos de vibração.....	43
6.2.2 – Terceiro e quarto modos de vibração	49
6.3 – RESULTADOS PARA A POSIÇÃO DO ENTALHE A TRINTA GRAUS	52
6.4 – RESULTADOS PARA POSIÇÃO DO ENTALHE A SESSENTA GRAUS.....	56
6.5 – RESULTADOS PARA A POSIÇÃO DO ENTALHE A NOVENTA GRAUS... ..	59
6.6 – RESULTADOS PARA A POSIÇÃO DO ENTALHE DE 120° a 180°	62
6.7 – RESULTADOS PARA POSIÇÃO DO ENTALHE DE 210° a 360°	64
6.8 – ANÁLISE DA VARIAÇÃO DAS FREQUÊNCIAS NATURAIS.....	65
6.9 – AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DA VARIAÇÃO DA RIGIDEZ DO EIXO ..	66
6.10 – AVALIAÇÃO DA VARIAÇÃO DE I DA SEÇÃO COM ENTALHE	69
6.10.1 – Cálculo do momento de inércia da seção trincada.....	69
6.10.2 – Expressão da variação do momento de inércia em função da posição do eixo..	71
7 – COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES	73
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	77
ANEXO I.....	80
A – FUNDAMENTO DE VIBRAÇÕES.....	81
A.1 – Movimento vibratório: conceituação, medição e análise	81
A.1.1 – Conceito de Vibração	81
A.1.2 – Movimento periódico harmônico	83
A.1.3 – Interações entre sinais.....	84
A.1.4 - Sinais complexos	87

A.2 - APRESENTAÇÃO DOS SINAIS.....	88
A.2.1 - Largura da banda.....	88
A.2.2 - O domínio do tempo.....	89
A.2.3 - O domínio da frequência.....	89
A.3 - MÉTODOS PARA AQUISIÇÃO DE DADOS E TÉCNICAS DE ANÁLISE....	92
ANEXO 2.....	94
RESULTADOS DA ANÁLISE MODAL PARA EIXO NAS POSIÇÕES DE ZERO A 60 GRAUS.....	95

LISTA DE TABELAS

Tabela	Página
Tabela 6.1 – Frequências naturais e amortecimentos identificados para a posição 0° ...	39
Tabela 6.2 – Frequências naturais e amortecimentos identificados para o terceiro e quarto modo de vibração para a posição 0°	46
Tabela 6.3 – Parâmetros modais identificados para eixo na posição 30°	55
Tabela 6.4 – Parâmetros modais identificados para eixo na posição 60°	59
Tabela 6.5 – Parâmetros modais identificados para eixo na posição 90°	62
Tabela 6.6 – Frequências naturais identificadas para várias posições do eixo	65

LISTA DE FIGURAS

Figura	Página
Figura 5.1 – Eixo com a posição do entalhe simulando uma trinca	29
Figura 5.2 – Eixo com os onze pontos distribuídos ao longo do eixo	30
Figura 5.3 – Posicionamento do acelerômetro para as medições	30
Figura 5.4 – Esquema da instrumentação e da metodologia de análise modal do eixo..	32
Figura 5.5 – Instrumentação usada na análise modal	34
Figura 5.6 – Detalhe da fixação do acelerômetro no eixo.....	35
Figura 5.7 – Visão geral da montagem usada para análise modal do eixo.....	36
Figura 5.8 – Montagem usada na avaliação estática da rigidez do eixo	37
Figura 6.1 – Secção do eixo na região do entalhe, conforme a posição do eixo.....	39
Figura 6.2 – Eixo sem entalhe modo 1 e 2 ponto $H_{12,1}$	41
Figura 6.3 – Eixo sem entalhe deformada modal 1	41
Figura 6.4 – Eixo sem entalhe deformada modal 2	42
Figura 6.5 – FRFs medida e identificada para o ponto $H_{12,1}$ com o entalhe a 0°	45
Figura 6.6 – FRFs medida e identificada para o ponto $H_{12,2}$ com o entalhe a 0°	45
Figura 6.7 – FRFs medida e identificada para o ponto $H_{12,4}$ com o entalhe a 0°	45
Figura 6.8 – Forma modal para o primeiro modo de vibração para a posição 0°	47
Figura 6.9 – Forma modal para o segundo modo de vibração para a posição 0°	48
Figura 6.10 – Comparação das duas primeiras deformadas modais para a posição 0° ...	49
Figura 6.11 – FRFs medida e identificada (mostrando os modos 3 e 4) para o ponto $H_{12,3}$ a 0°	50
Figura 6.12 – FRFs medida e identificada (modos 3 e 4) para o ponto $H_{12,6}$ a 0°	50
Figura 6.13 – Deformadas modais do terceiro e quarto modos para a posição 0°	51
Figura 6.14 – FRFs (modos 1 e 2) para o ponto $H_{12,1}$ com o entalhe a 30°	53
Figura 6.15 – FRFs (modos 3 e 4) para o ponto $H_{12,1}$ com o entalhe a 30°	53
Figura 6.16 – Deformadas modais do primeiro e segundo modos para a posição 30° ...	54
Figura 6.17 – Deformadas modais do terceiro e quarto modos para a posição 30°	55
Figura 6.18 – FRFs (modos 1 e 2) para o elemento $H_{12,1}$ com o entalhe a 60°	56

Figura 6.19 – FRFs (modos 3 e 4) para o elemento $H_{12,1}$ com o entalhe a 60°	57
Figura 6.20 – Deformadas modais do primeiro e segundo modos para a posição 60° ...	58
Figura 6.21 – Deformadas modais do terceiro e quarto modos para a posição 60°	58
Figura 6.22 – FRFs (modos 1 e 2) para o elemento $H_{12,1}$ com o entalhe a 90°	60
Figura 6.23 – FRFs (modos 3 e 4) primeiro ponto de medição com o entalhe a 90°	60
Figura 6.24 – Deformadas modais do primeiro e segundo modos para a posição 90° ...	61
Figura 6.25 – Deformadas modais do terceiro e quarto modos para a posição 90°	61
Figura 6.26 – Formas modais para eixo posicionado a 120°	63
Figura 6.27 – Formas modais para eixo posicionado a 150°	63
Figura 6.28 – Formas modais para eixo posicionado a 180°	63
Figura 6.29 – Variação das amplitudes modos 1 e 2 em função da posição do eixo	64
Figura 6.30 – Variação das amplitudes modos 3 e 4 em função da posição do eixo	64
Figura 6.31 – Montagem para levantamento experimental da variação da rigidez	67
Figura 6.32 - Seção do eixo na região do entalhe correspondente ao ângulo zero	67
Figura 6.33 - Variação da rigidez em função do ângulo de posicionamento	68
Figura 6.34 - Cálculo do Momento de Inércia da secção com entalhe	70
Figura 6.35 - Variação dos momentos de inércia em função da posição do eixo	72

LISTA DE SÍMBOLOS

CARACTERES LATINOS

a	profundidade da trinca
A	amplitude do movimento harmônico
B	largura
c	flexibilidade
C	coeficiente de amortecimento
d	distância do centróide do setor circular
D	diâmetro
E	módulo de elasticidade
f	freqüência
G	tendência rotacional
h	altura
I	Momento de Inércia
I_{xst}	momento de inércia da seção trincada em relação a x
I_{xc}	momento de inércia de circunferência em relação a x
I_x	momento de inércia do setor circular em relação a x
I_{yst}	momento de inércia de seção trincada em relação a y
I_{yc}	momento de inércia em relação a y
I_y	momento de inércia do setor circular em relação a y
j	número imaginário
k	número inteiro
K	coeficiente de rigidez
L	distância
m_u	massa desbalanceadora
m	massa
M	matriz de massa
n	número de parafusos
p	profundidade
r	vetor posição do centro de massa do disco

r_u	excentricidade da massa desbalanceadora
s	vetor posição centro de rotação do rotor
$s(t)$	coordenada da posição do centro de rotação do sistema de rotor flexível
t	tempo
T	período de oscilação de um sinal no tempo
w	velocidade angular
z	amplitude de coordenada estacionária
X	autovetor
Z	fasor

CARACTERES GREGOS

α	ângulo de contato de rolamento, posição angular do obstáculo no roçamento
β	desalinhamento angular
δ	posição angular da massa desbalanceadora
θ	ângulo de deslocamento do eixo acionado
ϕ	ângulo de fase
ξ	fator de amortecimento
Ψ	ângulo de fase
ω	freqüência circular de rotação
ω_b	freqüência circular de batimento
ω_d	freqüência circular natural amortecida
ω_{in}	freqüência circular de rotação do eixo acionador
ω_n	freqüência circular natural
ω_0	freqüência circular de rotação do eixo acionado
φ	ângulo de fase
ω_{in}	freqüência de rotação do eixo acionador
Λ	freqüência

1 - INTRODUÇÃO

Considerando que todo e qualquer equipamento, máquina ou dispositivo funcionando produz algum nível de vibração e que essas vibrações se originam do movimento dos componentes sendo associadas a causas específicas, para diagnosticar a origem das vibrações encontradas em uma máquina, é necessário conhecer quais as características da vibração decorrentes das diversas combinações, causas e comportamentos.

Nesse sentido, as causas mais comuns das vibrações em máquinas são o desbalanceamento e o desalinhamento, que juntos respondem por cerca de 80% dos problemas.

É sabido que durante a operação todas as máquinas estão sujeitas à fadiga, desgaste, deformações e acomodação das fundações. Afirma-se que tais ocorrências levam a um incremento nas folgas entre as partes em contato, a desalinhamento no eixo, a iniciação de trincas nos elementos e ao desbalanceamento de rotor. Todas estas são formas que dão início a alto nível de vibração. Com o passar do tempo, os níveis de vibração tendem a aumentar, dando origem à falha ou parada da máquina. Os tipos comuns de condições operacionais que dão início ao aumento dos níveis de vibração englobam: eixos desbalanceados, elementos desbalanceados, elementos desregulados e a presença de trinca em eixo, além de outros.

A Manutenção Preditiva se popularizou pelo fato de — usando análise de vibrações (entre outras técnicas) — possibilitar a identificação prematura de defeitos em máquinas rotativas antes que os níveis de vibração sejam muito elevados comprometendo o funcionamento da mesma ou levando a falha de algum componente. Por meio da medição do espectro de vibração da máquina é possível associar a cada defeito uma frequência de vibração típica, normalmente função da rotação da máquina ou de alguma frequência natural de vibração da estrutura ou componente. Monitorando-se a vibração das máquinas rotativas é possível identificar tendências de evolução de uma determinada frequência do espectro indicando o crescimento do defeito correspondente.

Nesse trabalho fazemos a análise modal de eixos trincados com o objetivo de avaliar a influência da presença de trincas no comportamento mecânico de eixos de modo a subsidiar um procedimento de identificação de trincas usando análise modal para fins de manutenção preditiva.

1.1 -Trincas em eixos rotativos

Eixos rotativos são componentes bastante comuns em vários tipos de máquinas. São componentes que sofrem pesados esforços mecânicos e estão sujeitos a falhar. Por isso, boa parte dos estudos de Dinâmica está relacionada a eixos. Um dos defeitos bastante comum — e que será discutido nesse trabalho — é o problema do aparecimento de trincas ao longo do corpo do eixo.

Define-se trinca como sendo a ocorrência não-intencional de descontinuidades no material do eixo. No ponto onde a trinca se localiza, há diminuição da área da seção transversal do eixo e, conseqüentemente, perda de rigidez local. A conseqüência mais preocupante é a falha por fratura causada por carga cíclica.

O mecanismo de aparecimento de trincas pode ser resumido nos seguintes estágios (Sabnavis et al, 2004).

- **Início da trinca.** Pequenas descontinuidades aparecem nesse estágio. Entre os motivos de seu aparecimento, pode-se citar concentradores de tensão, mudanças bruscas de seção transversal, pequenos rasgos, *fretting* e defeitos metalúrgicos como inclusões, porosidade e vazios.
- **Propagação da trinca.** A descontinuidade cresce devido ao carregamento cíclico a que está submetido. Algumas condições que podem acelerar o crescimento são:
 - Falhas operacionais cita-se o fenômeno de *stall* em compressores ou corrente de seqüência negativa.
 - Presença de tensões residuais no material do rotor ou nas zonas termicamente afetadas por solda.
 - Tensões térmicas
 - Condições metalúrgicas, como presença de hidrogênio no aço, elevada temperatura de transição dúctil-frágil e precipitação de carbeto na liga do aço.
 - Condições do ambiente em que se encontra, como presença de um meio corrosivo.

- **Falha.** A falha ocorre quando o material não-afetado pela trinca não consegue suportar as cargas aplicadas. Pode ocorrer de forma dúctil ou frágil, dependendo das condições predominantes. A falha ocorre rapidamente uma vez tendo a trinca alcançado um tamanho crítico.

Com relação a sua geometria, as trincas podem se classificadas em:

- **Transversais.** São aquelas que são perpendiculares ao comprimento do eixo. São as que aparecem com mais frequência e, por reduzirem a seção transversal do eixo no ponto em que está localizada, enfraquecem o rotor. Introduzem uma flexibilidade local na rigidez do eixo devido à concentração de energia de deformação nas vizinhanças da abertura da trinca.
- **Longitudinais.** Aparecem paralelamente ao comprimento do eixo.
- **Tipo “slant”.** Também são observadas em alguns casos, mas são menos frequentes. Esse tipo de trinca caracteriza-se por estar localizada a uma certa angulação com relação ao comprimento do eixo. Influenciam o comportamento torcional do rotor numa maneira análoga ao efeito de trincas transversais, porém com severidade menor.
- **Respirantes (“breathing cracks”).** Abrem e fecham devido à tensão variante causada principalmente pelo efeito da rotação do eixo. A rigidez do componente é influenciada enormemente quando encontra-se sob tensão. A respiração da trinca causa não-linearidades na vibração do rotor. A trinca “respira” quando seu tamanho é pequeno, as velocidades são baixas e as forças radiais são grandes.
- **“Notch”.** Trincas que sempre se mantêm abertas são chamadas “notch”. São facilmente simuláveis em experimentos e, por essa razão, a maior parte dos trabalhos experimentais está voltada para esse tipo particular de trinca.
- **Superficiais.** Ocorrem na superfície do eixo. Podem ser detectadas por inspeção visual ou método dos líquidos penetrantes.
- **“Sub-superficiais”.** São as que não aparecem na superfície, mas no interior do eixo. Nesses casos, é preciso utilizar técnicas especiais como ultra-som, partícula magnética, radiografia ou analisar a queda de tensão elétrica no eixo. Trincas superficiais têm um efeito maior na vibração do eixo que as sub-superficiais.

O aparecimento de descontinuidades no corpo de eixos é um problema mais complexo do que se pode imaginar. São totalmente imprevisíveis a hora e o local da ocorrência e, estando presente, não existe, no atual momento, uma metodologia eficaz e precisa que acuse a presença de alguma irregularidade. Pode-se abordar o problema de, basicamente, duas formas: usando métodos de monitoramento da vibração e métodos envolvendo análise modal e harmônica.

O monitoramento da vibração divide-se em duas formas de serem realizadas. Há métodos que envolvem tratamento do sinal, nesse caso, são amplamente utilizados equipamentos como sensores de proximidade e analisadores de espectro, com ou sem sistemas adicionais, como medidores de vibração torcional, por exemplo.

Esse processo envolve análise de diversos aspectos da vibração do rotor, entre os quais pode-se citar: medição dos componentes da vibração (Bently, 1986); monitoramento da vibração torcional, monitoramento da órbita descrita pelo eixo; Sinou & Lees, 2004), análise do comportamento transiente durante aceleração e desaceleração, passando por uma velocidade crítica e várias outras.

Outros métodos são baseados em modelos analíticos ou numéricos que simulam o comportamento real do eixo trincado quando em funcionamento. O método de Elementos Finitos é uma ferramenta poderosa a ser usada em análises desse tipo. Vários trabalhos exploram os recursos oferecidos pelo método (Guo et al, 2003).

Uma forma alternativa de abordar o problema é por meio de análise modal e harmônica do eixo trincado. Muitos pesquisadores identificaram relação entre a trinca e diferentes formas de vibração (axial, radial e torcional), portanto, esses efeitos podem ser utilizados para identificação de trinca. Muszynska (1992) trabalhou extensivamente com análise harmônica, identificando frequências relacionadas à presença da trinca. No presente trabalho, será discutido como a trinca modifica as frequências naturais do eixo e também sua influência na função resposta em frequência deste.

1.2 - Objetivos e Metodologia

Desde a década de 70, tem-se realizado inúmeros estudos relacionados a trincas em rotores, envolvendo vários tipos de defeitos e abordagens. O que se tem observado até agora é que a perda de rigidez causada pela trinca modifica as frequências naturais tanto na direção vertical como na horizontal. Isso é simples de se compreender, pois a assimetria da seção transversal da trinca faz com que as propriedades mecânicas do eixo sejam

dependentes de sua orientação. Esse tem sido o método mais popular para diagnóstico de trincas em eixos (Dimarogonas, 1996).

Contudo, para aplicações em manutenção preditiva, faz-se necessário uma melhor compreensão do comportamento dinâmico do eixo trincado de forma a distinguir as variações do espectro de frequência causadas pela trinca daquelas causadas por outros tipos de defeitos.

Nesse contexto, o objetivo desse trabalho é determinar a influência da trinca nas frequências naturais e na forma da Função Resposta em Frequência (FRF) de um eixo.

Para tanto, será realizado o estudo experimental de um eixo com um entalhe, de pequenas dimensões (produzido por eletroerosão), para simular uma trinca. É bem conhecido, da prática e da literatura, que um entalhe não representa efetivamente uma trinca, mas essa estratégia investigativa tem sido largamente usada com bons resultados, se tomados os devidos cuidados na interpretação dos mesmos.

Trata-se de um trabalho inicial e eminentemente experimental de forma que o mesmo se limita ao uso das técnicas de análise modal experimental aplicando técnicas clássicas de identificação dos parâmetros modais.

Espera-se que os resultados desse trabalho possam subsidiar estudos futuros mais aprofundados sobre esse tema.

1.3 - Organização do texto

A presente dissertação se organiza em cinco capítulos principais, além dessa introdução (capítulo 1) e do capítulo destinado aos comentários e conclusões.

No capítulo dois são apresentados os fundamentos da manutenção primitiva e no capítulo três uma breve revisão sobre os principais defeitos das máquinas rotativas identificados usando análise de vibrações.

No capítulo quatro é discutido o problema da identificação de trincas em eixos rotativos, apresentando uma revisão bibliográfica sobre esse tema de modo a subsidiar os experimentos realizados.

A descrição do aparato experimental é feita no capítulo cinco e no capítulo seis são apresentados os resultados experimentais obtidos. Ainda no capítulo seis se descreve as análises experimentais realizadas com o objetivo de complementar os ensaios de análise modal.

Após o comentário dos resultados obtidos são apresentadas as conclusões desse trabalho.

Apresentam-se ainda as referências bibliográficas e dois anexos, o primeiro tratando dos fundamentos da teoria de vibrações, tópico bastante estudado pelo autor durante a realização desse trabalho de mestrado, e o segundo anexo onde são apresentadas as FRFs para alguns ângulos de medição.

Espera-se com isso a construção de um texto simples, claro e consistente; que descreva suficientemente o trabalho realizado, sem repetições desnecessárias e que apresente os resultados obtidos de forma coerente.

2 - MANUTENÇÃO PREDITIVA

Reduzir os custos e garantir a disponibilidade das máquinas é uma combinação ideal desejada por todos os envolvidos na produção, é a meta permanente e o maior desafio dos profissionais e das equipes de manutenção. A indústria de um modo geral chama atenção para três exigências que urgentemente necessitam acontecer: a reciclagem dos profissionais de manutenção; a incorporação acelerada da informática. Desde 1980 vem ocorrendo integração entre manutenções corretiva e preventiva com a manutenção preditiva.

De acordo com Arato Junior (2004), “manutenção é o conjunto de ações que permitem manter ou estabelecer um bem a um estado operacional específico ou ainda assegurar um determinado serviço”. Nesse contexto, manter significa executar operações que conservem o potencial do equipamento ou sistema, a fim de garantir a continuidade e a qualidade de seu serviço.

Os três tipos de manutenção existentes são: (1) Corretiva; (2) Sistemática ou Preventiva e; (3) Preditiva ou Manutenção Baseada na Condição.

Na manutenção corretiva, o conserto é feito após a avaria. Assim, são inúmeros os inconvenientes desse tipo de manutenção e, entre outros, temos: custo elevado, pois os equipamentos vão envelhecendo gradativamente; e imprevistos, uma vez que as quebras não são previsíveis e levam a paradas não programadas, acarretando perdas na produção e, conseqüentemente, grandes prejuízos.

Para evitar esse tipo de inconveniente, pode-se recorrer a outro tipo de manutenção, que permita aplicar critérios estatísticos, utilizar as recomendações do fabricante e fazer uso de conhecimentos práticos sobre o equipamento para a partir daí estabelecer um programa de inspeções e intervenções com intervalos fixos, essa é a manutenção sistemática ou preventiva. A vantagem dessa modalidade de manutenção é que as operações de paradas são pré-definidas, possibilitando um gerenciamento adequado da produção (Arato Junior, 2004).

As desvantagens da manutenção sistemática ou preventiva são: (a) custo elevado, uma vez que ela agrega as perdas devidas às paradas; (b) a desmontagem, embora parcial de um equipamento, leva a substituição de peças, quer por quebra quer por precaução; (c) as operações de desmontagem/montagem aumentam a probabilidade de surgimento de novas avarias.

Nesse cenário emerge a exigência crescente do mercado para se atingir níveis elevados de produção, com índices de produtividade cada vez maiores. Isso fez com que o setor industrial exigisse um novo paradigma para seu serviço de manutenção: manter os níveis de disponibilidade de seus equipamentos com o máximo possível de utilização durante todas as horas do ano. Dessa forma, as técnicas de manutenção preditiva – em que o equipamento é monitorado durante o seu funcionamento, e as paradas são realizadas somente se identificada a presença de algum defeito a ser corrigido – tornaram-se absolutamente necessárias.

Entre as várias técnicas utilizadas na manutenção preditiva, pode-se destacar a manutenção baseada na análise de vibrações, muito empregada no setor industrial e já internacionalmente consolidada.

Nesse capítulo será feita uma introdução aos conceitos de base da manutenção preditiva, apresentando com mais detalhes os métodos baseados na análise de vibrações.

2.1 – CONCEITUAÇÃO

Na manutenção preditiva as intervenções estão condicionadas a algum tipo de informação que indica o estado de degradação do sistema ou equipamento, fazendo-se a monitoração de parâmetros que sejam capazes de indicar o estado operacional do sistema ou equipamento. Quando a análise desses parâmetros indica que existe um funcionamento inadequado, pode-se estimar a tendência evolutiva do defeito e programar uma parada de correção.

Optar pela manutenção preditiva, quer dizer que será feita intervenção sobre uma máquina de forma condicional, ou seja, somente se os parâmetros de controle evoluírem significativamente para níveis não admissíveis. A vantagem fundamental desse processo é a diminuição da probabilidade de inserção de novos defeitos nas operações sistemáticas de montagem/desmontagem.

Na prática a manutenção preditiva envolve três fases:

- detecção do defeito;
- estabelecimento de um diagnóstico;
- análise de tendência.

Na fase de **detecção do defeito** observa-se os valores dos parâmetros de controle analisando se estes indicam uma evolução mais acelerada do que a que decorre normalmente em virtude da degradação do equipamento.

A fase seguinte, **estabelecimento do diagnóstico**, refere-se ao resultado da análise dos valores dos parâmetros de acompanhamento. Nessa fase consideram-se os modelos de desgaste e informações anteriores sobre o equipamento, a origem e a gravidade de seus possíveis defeitos.

Por fim, na fase de **análise da tendência** amplia-se o diagnóstico e é feita previsão, na medida do possível, de quanto tempo se dispõe antes da parada forçada devido à quebra. Nesse processo, o equipamento é submetido a uma monitoração estrita e se faz a programação do reparo.

2.2 - MÉTODOS DE MANUTENÇÃO PREDITIVA

A característica básica do processo de manutenção preditiva consiste no monitoramento de parâmetros caracterizadores do estado de funcionamento dos equipamentos. Os métodos utilizados nesse processo englobam técnicas e procedimentos de medida, acompanhamento e análise dos parâmetros. Entre os métodos empregados, os mais comuns são: análise de óleos; sistemas especialistas e análise de vibração (Nepomuceno 1989).

2.2.1 - Análise de óleo

A análise de óleo faz uso da medida da taxa de contaminação do óleo e da análise dessa contaminação. Ao longo do funcionamento, as peças lubrificadas contaminam o lubrificante com os materiais provenientes de seu desgaste. Assim, ao se verificar a taxa de contaminação por partículas sólidas, bem como o material e sua dimensão, pode-se identificar a presença de um mau funcionamento e da sua origem. O lubrificante é o vetor das partículas de desgaste geradas por uma máquina, dessa forma, o estudo da evolução da concentração de partículas em suspensão, da natureza de sua constituição, de suas dimensões e de sua morfologia é um procedimento eficaz para identificar e afastar alguma anomalia.

2.2.2 - Sistemas especialistas

Os sistemas especialistas são *softwares* especializados que buscam simular a atividade intelectual do homem para processar informações. Isso evita a seqüência rígida de trabalho das soluções algorítmicas. Sistemas como esses fazem uso de métodos heurísticos, aplicando regras empíricas congregadas em um gerador de interferências, para assim representar e utilizar conhecimentos prévios a fim de estabelecer possíveis diagnósticos tendo como base sintomas descritos. Ademais, é relevante ressaltar que esse método também pode ser empregado para, a partir de um diagnóstico simulado, enunciar os sistemas que poderiam causá-los (Arato Junior, 2004).

2.2.3 - Análise de vibração

A monitoração da vibração é imprescindível em qualquer sistema de manutenção preditiva de máquinas rotativas, como motores, bombas, compressores e outros equipamentos rotativos. Ao executar projetos, a eventual necessidade de selecionar equipamentos para um programa de monitoração de vibrações deve considerar, sobretudo, a importância crítica do equipamento para a produção, bem como o custo da sua manutenção.

A idéia básica do método de análise de vibração, é que as estruturas das máquinas, ao serem excitadas pelos esforços dinâmicos advindos de seu funcionamento, respondem por meio de sinais vibratórios que possuem freqüência idêntica à dos esforços que os provocam (Dimarogonas, 1992).

Para verificar defeitos ou degradação do funcionamento do equipamento recorre-se à análise dos esforços dinâmicos e à amplitude da resposta vibratória. Verifica-se a deterioração do equipamento analisando a modificação na distribuição da “energia vibratória”, cuja conseqüência mais freqüente é o aumento do nível de vibrações, podendo-se a partir da tomada do sinal vibratório em determinados pontos do equipamento, acompanhar a evolução desses sinais e identificar o problema.

É relevante ressaltar que esse procedimento se baseia em um princípio comparativo, em que o que se analisa é a evolução histórica do equipamento a partir de um instante tomado como referência, ou fazendo comparação com dados estatísticos baseados em equipamentos semelhantes. O instante escolhido como referência é após o “amaciamento”

de um equipamento novo, ou após uma reforma, ou mesmo após o restabelecimento operacional decorrente de uma ação de monitoração corretiva.

A manutenção preditiva por meio de análise de vibrações é feita utilizando-se técnicas de processamento do sinal vibratório visando extrair informações que permitam correlacionar algumas características do sinal com o estado do equipamento. Entre as várias técnicas que podem ser aplicadas, as que são mais utilizadas, consideradas clássicas e de aceitação universal, são: análise por sinal global de vibração, análise por espectro da vibração, média temporal síncrona, demodulação e diagramas de órbita (Arato Junior, 2004).

2.3 – TÉCNICAS DE MANUTENÇÃO PREDITIVA USANDO ANÁLISE DE VIBRAÇÕES

Todas as máquinas, mesmo aquelas que não apresentam defeitos, vibram segundo uma frequência característica. Conhecendo o espectro de frequência de uma máquina sem defeito, qualquer variação significativa em relação a este espectro representa funcionamento inadequado.

Nesse contexto, faz-se necessário determinar previamente o espectro da máquina nova sem defeito e a partir daí realizar medições periódicas dos sinais emitidos pela máquina, verificando possíveis alterações em relação ao estado inicial. Sendo observada mudança, analisa-se o espectro apresentado a fim de determinar que tipo de defeito apresenta espectro semelhante àquele obtido, pois cada defeito possui um espectro característico. Utilizando esta técnica pode-se não apenas determinar a existência de defeito, mas também o tipo de defeito e assim abordá-lo com precisão. O nível de severidade de vibração de uma máquina pode ser determinado pela medição do nível global de vibração, pela medição do espectro de vibração ou outras técnicas menos comuns.

2.3.1 – Manutenção preditiva pelo nível global de vibrações

A monitoração de um valor global para o sinal de vibração, medido em pontos críticos da máquina, é um método bastante simples e frequentemente utilizado para o controle da presença e do crescimento de algum defeito em equipamentos mecânicos. Tendo em vista que esse valor representa a resposta da estrutura às excitações dinâmicas

decorrentes do funcionamento do equipamento, ele será considerado uma medida do seu estado.

No campo da manutenção preditiva são usados dois métodos principais para avaliar a vibração de máquinas rotativas usando valores globais. O primeiro método avalia a severidade de vibração por meio da vibração sobre as partes não-rotativas. O outro considera as condições da máquina tomando como base a medição direta da oscilação dos eixos (Arato Junior, 2004).

A monitoração por meio da severidade de vibração é realizada tendo como base a avaliação das condições da máquina feita por meio de dois critérios, a saber: (1) comparação da magnitude do valor medido com uma tabela de referência indicada pelas agências de normalização; (2) verificação da presença de uma variação localizada do valor medido, de forma diferente do comportamento observado ao longo de uma seqüência de medidas periódicas realizadas para o equipamento. É comum a combinação dos dois critérios, fazendo-se a monitoração periódica do equipamento e sempre que atinge um nível considerado maior que o aceitável, segundo as referências internacionais, ou se verifica uma mudança abrupta no nível de severidade medido entre uma inspeção e outra, realiza-se uma análise para diagnóstico das suas condições operacionais e programa-se uma revisão para manutenção (geral ou recuperativa).

Segundo as normas ISO e, no Brasil, a ABNT, uma máquina pode ser classificada segundo quatro níveis de severidade. Nesse caso, o controle do estado do equipamento é feito tendo como base um valor global calculado para o sinal de vibração medido em pontos críticos da superfície da máquina. Esse valor representa uma medida do sinal de amplitude do seu sinal vibratório. No caso da aplicação para manutenção preditiva, as normas técnicas internacionais, definem dois critérios para a adoção de um valor global para máquinas girantes (Arato Junior, 2004):

1. com velocidades de rotação na faixa de 600 a 1200rpm (10 a 200Hz); aceitam o valor eficaz da velocidade de vibração, como unidade de medida a fim de identificar a severidade de vibração.
2. com velocidades na faixa de 60 a 1800rpm (1 a 30Hz), preferem a amplitude de deslocamento relativo eixo-mancal, como norma de severidade.

Para efetuar a manutenção se estabelece, comparando com os valores recomendados e considerados pelas normas internacionais, o nível inicial da severidade de vibração da máquina. Posteriormente mede-se periodicamente a severidade de vibração do equipamento. O sinal de um mau funcionamento será um aumento repentino na taxa de

variação da severidade de vibração observada entre as medidas, ou quando o nível de vibração atingir uma faixa de severidade considerada como inaceitável devido ao desgaste.

2.4 - MANUTENÇÃO PREDITIVA PELO ESPECTRO DE VIBRAÇÃO

A manutenção preditiva via espectro de vibração é efetuada por meio da análise espectral do sinal vibratório obtido. A idéia subjacente é que, uma vez que o sinal é a resposta da estrutura às excitações dinâmicas advindas do funcionamento da máquina, a análise espectral revelará “picos” de amplitude nas frequências associadas a tais excitações. Isso significa que ao se observar o espectro de vibrações é possível identificar as frequências de funcionamento de cada componente da máquina, por exemplo: giro de eixos, passagem de pás de turbinas, acoplamentos de engrenagens, entre outros.

Nesse sentido, a manutenção diz respeito à monitoração periódica do conjunto, e ao se verificar uma variação singular na amplitude de uma das frequências fundamentais, ou se observar o surgimento de outras frequências com amplitudes significativas, faz-se o diagnóstico do fato como um defeito do componente que tenha essa frequência associada à sua excitação.

2.5 - MÉDIA TEMPORAL SÍNCRONA, DEMODULAÇÃO E DIAGRAMAS DE ÓRBITA

Contrastando com os métodos de análise baseados na medição de um nível global de vibração e na obtenção do espectro, por sua vez a média temporal síncrona, a demodulação e os diagramas de órbita caracterizam-se como técnicas de emprego mais específico e direcionado para o monitoramento de uma classe de equipamentos ou um tipo de defeito (Arato Junior, 2004).

Em se tratando do diagrama do tipo “órbita” ressalta-se que o mesmo é resultado de um gráfico ordenado x-y resultando da medição de dois sinais de vibração síncronos, tomados no mesmo plano com sensores apropriadamente montados a 90°, de modo a estabelecer um gráfico da movimentação do centro do eixo sob análise. Refere-se a uma técnica muito usada para se analisar a condição do giro de um eixo dentro de um mancal de deslizamento.

3 - DEFEITOS EM MÁQUINAS ROTATIVAS

A indústria de um modo geral faz uso em grande escala de máquinas rotativas em todos os estágios de sua produção. As máquinas quando em funcionamento estão sujeitas a diferentes formas de excitação devido a movimentação de seus componentes.

As excitações provocam vibrações na máquina e como consequência desgaste, fadiga, e outros danos na estrutura. As excitações não podem de forma usual ser medidas diretamente; por outro lado, pode-se constatar que a frequência da resposta medida sobre um eixo ou nas carcaças dos mancais tem a mesma frequência da força de excitação. Desta forma, é possível determinar pela medição da vibração de uma máquina o seu estado de funcionamento, bem como avaliar a presença de defeitos e desgaste. Este tipo de análise é feito pela Manutenção Preditiva usando análise de vibrações. Neste campo da manutenção a avaliação do estado geral de funcionamento de uma máquina é feita medindo-se a vibração da mesma e associando ao sinal medido, os possíveis defeitos. Os defeitos mais comuns nas máquinas rotativas são:

- Desbalanceamento de rotores;
- Desalinhamento;
- Roçamento;
- Folgas mecânicas; e
- Defeitos nos rolamentos.

É importante destacar que a chave do diagnóstico de falhas, por meio da análise espectral é a associação do defeito à frequência de vibração. Mas para que isso seja possível torna-se fundamental o cálculo das frequências esperadas quando a máquina está operando numa determinada rotação. Para tanto, o cálculo destas frequências envolve fórmulas ou equações desenvolvidas para cada elemento da máquina, além de levar em conta o processamento de sinais.

A seguir, apresentamos uma descrição resumida dos principais defeitos em máquinas rotativas assim como suas características em termos de resposta em frequência.

3.1 - DESBALANCEAMENTO DE ROTORES

O desbalanceamento de rotores é considerado uma das maiores causas de vibrações em máquinas. Este fenômeno caracteriza-se pela existência de desequilíbrios de massa, em

relação aos eixos de rotação. Tais desequilíbrios são originados das inevitáveis assimetrias, das tolerâncias e dos desvios de forma. Contando ainda as imperfeições da matéria prima e da montagem. Cada erro de massa que ocorre provoca mudanças de posição do centro de gravidade da seção transversal, que contém o erro. O somatório desses desvios é o afastamento do centro de massa em relação ao eixo de rotação (Almeida, 1988).

As causas mais comuns de desbalanceamento são:

- Configurações assimétricas;
- Inclusões ou vazios;
- Fundação ou usinagem excêntricas;
- Mancais ou acoplamentos não concêntricos;
- Distorções permanentes e
- Incrustações.

A quantificação do desbalanceamento é obtida em unidades como g.mm e é igual ao produto da massa desbalanceadora pela distância do eixo de rotação ao centro de massa. A força centrífuga da massa desbalanceadora produz esforços dinâmicos no rotor, que por sua vez são transmitidos aos mancais. E esta força é proporcional ao quadrado da velocidade de rotação.

A vibração devido ao desbalanceamento acontece em uma frequência igual a uma vez a velocidade de rotação do rotor e sua amplitude é proporcional à quantidade de desbalanceamento existente. Em geral as maiores amplitudes são medidas na direção radial, contudo, pode acontecer de rotores em balanço apresentarem grandes amplitudes na direção axial (Almeida,1988).

3.2 - DESALINHAMENTO

O desalinhamento constitui-se um problema quase tão comum quanto ao desbalanceamento. Segundo *The Vibration Institute USA* (1989), o desalinhamento e o desbalanceamento, são considerados responsáveis por cerca de 90% das falhas existentes nas máquinas rotativas.

Nas estruturas onde existem montagens mecânicas, é comum ter-se vários eixos, mancais e acoplamentos cujas características dinâmicas são diferentes. Quando o conjunto é acionado, aparecem forças de interação que acabam provocando vibrações.

São conhecidos três tipos de desalinhamento:

- **Paralelo**, em que as linhas de centro dos eixos são paralelas, porém deslocadas uma da outra;

- **Angular**, onde as linhas de centro dos eixos aparecem formando um determinado ângulo;

- **Combinado** este desalinhamento é a associação dos dois anteriores.

O desalinhamento é um fenômeno que sempre atua como uma pré-carga e na mesma direção do eixo. Esta pré-carga é definida também como sendo uma carga direcional, ou seja, força aplicada sobre eixos rotativos podendo ser dividida em duas categorias básicas: externa e interna (Almeida & Góz, 1988).

O aparecimento da pré-carga externa acontece quando uma força é aplicada ao eixo utilizando-se um elemento de acoplamento. Nesse caso, podemos ter desalinhamento paralelo, angular ou combinado. A magnitude desta pré-carga é função do alinhamento obtido, como também do tipo do acoplamento. A mais alta magnitude pode ser encontrada com um acoplamento rígido, enquanto que a mais baixa com um acoplamento flexível (Almeida, 1988).

A pré-carga interna é gerada por atuação de forças internas a partir do instante que a máquina esteja em operação como, por exemplo, reação ao torque e forças nos dentes de engrenagens associadas a redutores de velocidades.

Geralmente o desalinhamento possui uma frequência de vibração de uma vez a rotação, contudo quando o desalinhamento é severo, a frequência passa a ser de duas vezes a rotação.

3.3 - ROÇAMENTO

Roçamento é o contato entre partes rotativas e estacionárias de uma máquina. São conhecidos dois tipos principais de roçamento, a saber: roçamento parcial e roçamento total ou anular.

No roçamento parcial o eixo toca a parte estacionária de modo ocasional e mantém o contato por apenas uma pequena parte do período de precessão. Durante o contato ocorre uma alteração na rigidez do sistema, que passa a possuir por alguns instantes rigidez maior do que a rigidez original do sistema. Este funcionamento, no entanto, é menos grave para a integridade da máquina do que seria se o roçamento fosse total. O sistema deverá possuir amortecimento suficiente, a fim de permitir que a vibração seja atenuada entre as

ocorrências do contato, podendo com isso prevenir o crescimento da vibração que poderia se tornar grave provocando aquecimento e até mesmo a própria destruição do rotor.

No roçamento total o eixo permanece em contato com a parte estacionária durante todo o período de precessão. A parte da estrutura que permanece em contato com a estacionária sofre um empenamento pelo aquecimento devido ao atrito. As forças desenvolvidas durante o contato fazem o rotor orbitar em sentido contrário ao da rotação e ao mesmo tempo são responsáveis pelo aparecimento de vibrações em alta frequência, que pode causar fadiga e como consequência, a formação de trincas no eixo.

3.4 - FOLGAS MECÂNICAS

As folgas excessivas nos mancais, entre outras coisas, causam o aparecimento de vibrações em máquinas rotativas.

3.4.1 - A dinâmica das vibrações causadas por folgas mecânicas

O efeito da folga que venha surgir sobre o funcionamento do rotor é descrito de forma semelhante ao efeito do roçamento parcial, mesmo no seu estado de trabalho, o que acontece normalmente com o eixo na maior parte do tempo. Mas durante uma fração do período de precessão, o rotor sofre uma diminuição da rigidez causada pela fixação inadequada em algum elemento. A demonstração analítica deste fenômeno é semelhante à do roçamento, considerando o efeito da rigidez como negativo, havendo uma redução temporária na rigidez do sistema (Lima, 1990). Podemos concluir que:

- Folgas mecânicas causam vibrações na estrutura geralmente numa frequência duas vezes à rotação da parte folgada e também em altas ordens. Por outro lado, as folgas funcionam como amplificadoras de vibração. Pode-se então afirmar que não existiria vibração em um mecanismo com folga, caso não existissem forças, (tais como desbalanceamento e desalinhamento) excitando o sistema.

4 – O PROBLEMA DA TRINCA

O processo de formação de trincas está intimamente relacionado ao fenômeno de falha por fadiga e os eixos estão muito susceptíveis a formação delas ao longo de sua vida devido às grandes flutuações de tensões internas e formas geométricas que agem como concentradores de tensão. (Sabnavis et al, 2004)

As falhas associadas à trinca, geralmente, são catastróficas e muito danosas ao equipamento. Sem mencionar o perigo para acidentes com trabalhadores e técnicos. Quando a trinca atinge um tamanho crítico, esta se expande de maneira repentina e causa a fratura do eixo. Estas características enaltecem a importância do monitoramento preditivo de trincas.

Em materiais dúcteis como aços de médio carbono, muito usados em eixos para rotores, trincas iniciam como microscópicas descontinuidades e crescem rapidamente quando submetidas a carregamentos cíclicos.

4.1 - MECANISMO DE APARECIMENTO DE TRINCAS

O mecanismo de aparecimento de trincas pode ser resumido nos seguintes estágios (Sabnavis et al, 2004).

- Início da trinca. Pequenas descontinuidades aparecem nesse estágio. Entre os motivos de seu aparecimento pode-se citar concentradores de tensão, mudanças bruscas de seção transversal, pequenos rasgos, “*fretting*” e defeitos metalúrgicos como inclusões, porosidade e vazios.
- Propagação da trinca. A descontinuidade cresce devido ao carregamento cíclico a que está submetido. Algumas condições que podem acelerar o crescimento são:
 - Falhas operacionais cita-se o fenômeno de “*stall*” em compressores ou corrente de seqüência negativa.
 - Presença de tensões residuais no material do rotor ou nas zonas termicamente afetadas por solda.
 - Tensões térmicas

- Condições metalúrgicas, como presença de hidrogênio no aço, elevada temperatura de transição dúctil-frágil e precipitação de carbeto na liga do aço.
 - Condições do ambiente em que se encontra, como presença de um meio corrosivo.
- Falha. A falha ocorre quando o material não-afetado pela trinca não consegue suportar as cargas aplicadas. Pode ocorrer de forma dúctil ou frágil, dependendo das condições predominantes. A falha ocorre rapidamente uma vez tendo a trinca alcançado um tamanho crítico.

Trincas em eixos surgem devido a mecanismos de fadiga de alto e baixo ciclo e problemas relacionados à corrosão. O processo de formação e propagação destas estruturas seguem etapas distintas e podem ser apresentadas como: Iniciação e formação da trincas neste estágio, pequenas descontinuidades aparecem ao longo do eixo. A iniciação (nucleação) da formação de trincas está quase sempre associada à proximidade de concentradores de tensões. Outros sítios de nucleação são rasgos, *fretting* e defeitos metalúrgicos ou de usinagem da peça.

Esta primeira etapa se dá de maneira súbita e corresponde a apenas uma pequena parcela da vida em fadiga do eixo.

O processo de propagação da trinca ocorre, normalmente, de maneira lenta e se dá por meio de incrementos a cada ciclo de tensões. Existem algumas condições que aumentam a velocidade de propagação destas trincas e podem ser listados como: (Sabnavis et al, 2004).

- Falhas operacionais como o fenômeno de "*stall*" em compressores ou corrente de seqüência negativa.
- Presença de tensões residuais no material do rotor ou nas zonas termicamente afetadas por solda.
- Tensões oriundas de processos térmicos.
- Condições adversas metalúrgicas como a presença de hidrogênio no aço.
- Ambientes corrosivos.

Ruptura é a falha caracterizada quando material não suporta mais os carregamentos que deveriam ser aplicados à estrutura. Pode ocorrer de maneira dútil ou frágil. A ruptura se dá quando o tamanho da trinca atinge o seu comprimento crítico.

Tal comprimento é função do material e de suas propriedades mecânicas. Esta ruptura ocorre de maneira súbita e ocorre em função da geometria e característica da trinca (Sabnavis, 2004).

4.2 – CLASSIFICAÇÃO DOS TIPOS DE TRINCAS

As trincas são classificadas de acordo com alguns parâmetros. Estes parâmetros estão relacionados à orientação que se encontram em relação ao eixo, profundidade e à forma que se comportam mediante carregamentos cíclicos.

1. Classificação de acordo com a orientação

- As trincas perpendiculares ao eixo são denominadas trincas transversais. São as mais danosas e as mais estudadas. No presente projeto, foram as deste tipo que foram estudadas. Elas são as mais problemáticas pelo fato de reduzirem a seção da estrutura e enfraquecer-la. A maioria dos estudos sobre trincas em estruturas é feitos segundos suposições de somente existir este tipo de trinca. Elas distorcem propriedades mecânicas como dureza, elasticidade e amortecimento e fazem com que estas propriedades variem com o tempo devido à rotação.

- Trincas paralelas são conhecidas como longitudinais e são mais raras que as transversais.

- Trincas do tipo "*slant*" são aquelas apresentam uma inclinação em relação ao eixo. Também são menos freqüentes. Este tipo tem uma grande influência sobre os limites torcionais do rotor. Os efeitos deste tipo de trinca são menos severos que os obtidos pelas transversais.

4.3 – CLASSIFICAÇÃO DE ACORDO COM A PROFUNDIDADE

- Quando o eixo não é rotativo, trincas podem ser classificadas como estáticas. Estas são conhecidas como "*gaping*" e são, muitas vezes, utilizadas como parâmetros para experimentos e ensaios.

- As trincas mais próximas da superfície são classificadas como de superfície. São as mais fáceis de detectar. Existem diversas técnicas não-destrutivas para detecção de trincas. Para este tipo, pode-se usar uma simples técnica de líquidos penetrantes. Capítulos futuros estão destinados a uma breve revisão destas técnicas.

- As trincas internas e que não são visíveis por inspeção são classificadas sub-superficiais e também podem ser detectadas por varreduras não destrutivas como o ultrassom, radiografia e diferença de voltagem. Vale ressaltar que as trincas superficiais produzem uma maior mudança no comportamento vibracional do rotor (Subbiah et al, 2002).

4.4 – FENÔMENO DA RESPIRAÇÃO – “BREATHING”

Outro importante fenômeno associado a trincas está no fato de que, em eixos, a parte superior encontra-se sobre compressão e a parte inferior sobre tração. Isso se deve ao próprio peso do eixo e aos esforços a ele submetidos. Trincas desta forma podem reproduzir um efeito denominado "*breathing*" pela similaridade de estômatos de plantas que são responsáveis pela entrada de oxigênio. O "*breathing*" gera não linearidades nas propriedades mecânicas e características vibracionais do rotor. A maior parte dos estudos de trincas se destina ao entendimento de trincas que realizam o "*breathing*" devido a sua alta aplicação prática.

O aparecimento de descontinuidades no corpo de eixos é um problema mais complexo do que se pode imaginar. São totalmente imprevisíveis a hora e o local da ocorrência e, estando presente, não existe, no atual momento, uma metodologia eficaz e precisa que acuse a presença de alguma irregularidade. Pode-se abordar o problema de, basicamente, duas formas: usando métodos de monitoramento da vibração e métodos envolvendo análise modal e harmônica.

O monitoramento da vibração divide-se em duas formas de serem realizadas. Há métodos que envolvem tratamento do sinal, nesse caso, são amplamente utilizados equipamentos como sensores de proximidade e analisadores de espectro, com ou sem sistemas adicionais, como medidores de vibração torcional, por exemplo.

Esse processo envolve análise de diversos aspectos da vibração do rotor, entre os quais pode-se citar: medição dos componentes da vibração (Bently & Muszynska, 1986); monitoramento da vibração torcional (Muszynska et al, 1992); monitoramento da órbita

descrita pelo eixo (Sinou & Lees, 2004), análise do comportamento transiente durante a aceleração e desaceleração, passando por uma velocidade crítica.

Outros métodos são baseados em modelos analíticos ou numéricos que simulam o comportamento real do eixo trincado quando se encontra em funcionamento. O método de Elementos Finitos é uma ferramenta poderosa a ser usada por análises desse tipo. Vários trabalhos exploram os recursos oferecidos pelo método (Guo et al, 2003). Esse é o método que será largamente utilizado neste trabalho.

Uma forma alternativa de abordar o problema é através de análise modal e harmônica do eixo trincado. Muitos pesquisadores identificaram relação entre a trinca e diferentes formas de vibração (axial, radial e torcional), portanto, esses efeitos podem ser utilizados para identificação de trinca. Goldman e Muszynska (1992) trabalharam extensivamente com análise harmônica, identificando frequências relacionadas à presença da trinca. No presente trabalho, será discutido como a trinca modifica as frequências naturais do eixo e também sua influência na função resposta em frequência deste.

Desde a década de 70, tem-se realizado inúmeros estudos relacionados a trincas em rotores, envolvendo vários tipos de defeitos e abordagens. O que se tem observado até agora é que a perda de rigidez causada pela trinca modifica as frequências naturais tanto na direção vertical como na horizontal. Isso é simples de se compreender, pois a assimetria da seção transversal da trinca faz com que as propriedades mecânicas do eixo sejam dependentes de sua orientação. Esse tem sido o método mais popular para diagnóstico de trincas em eixos (Dimarogonas, 1996).

4.5 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A presença de trinca em estrutura tem chamado a atenção e despertado o interesse de muitos estudiosos que vêm, já de algum tempo, dedicando esforço e explorando em muitos aspectos este assunto. Vários métodos baseados em mudanças de formas e modos de vibração para identificação de trincas em estruturas foram estudados.

Mesmo operando em baixa rotação as máquinas podem apresentar falhas devido a trincas, causada por fadiga.

A não detecção de trinca em eixo pode levar as máquinas a falhas graves ou até mesmo a danos irreparáveis.

Dimarogonas (1996) menciona que, nos Estados Unidos, os equipamentos para geração de energia por meio de turbomáquinas foram projetados, em sua maioria, nos anos 60 com uma vida útil projetada para 30 anos. Dessa forma, esperava-se falhas devido à fadiga (mesmo em máquinas operando em baixa rotação) causando trincas que se constituem em uma das causas principais de falhas dessas máquinas nos dias atuais.

Segundo esse mesmo autor, ainda nos anos 70 começou o desenvolvimento de métodos para detecção e monitoramento de trincas na indústria energética, tendo sido que em 1974 foi desenvolvido um instrumento eletrônico on-line para monitorar e advertir quanto ao aparecimento de trincas em rotor a ser usado também como instrumento supervisor de turbina. A partir dos anos 80 houve um número significativo de pesquisas sobre o assunto (Dimarogonas, 1996).

Desde a década de 1950 alguns estudiosos, conseguiram quantificar a flexibilidade local da região trincada em elementos estruturais para diferentes formatos geométricos de trinca (Dimarogonas, 1996). Para tanto, usaram a relação flexibilidade local e fator de intensidade de tensão - SIF (do inglês “Stress Intensity Factor”) da trinca.

A preocupação em identificar a presença de trincas em eixo foi introduzida formalmente por Chondros e Dimarogonas em trabalhos datando do final da década de 70 e início da década de 80 do século passado (Dimarogonas, 1996).

Uma análise da literatura acerca desse assunto revela uma diversidade de abordagem do problema. Podemos agrupar essas abordagens em trabalhos experimentais, analíticos e numéricos, sendo que esses últimos, usando técnicas de elementos finitos começaram a se desenvolver no final dos anos 80 do século passado.

Trabalhos analíticos utilizaram conceitos da mecânica da fratura aplicados no sentido de tentar determinar um parâmetro que permitisse identificar a presença de trinca em eixos rotativos. .

Algumas tentativas de modelagem do eixo trincado envolveram modelos de parâmetros concentrados e técnicas de matriz de transferência.

Adams et al. (1978) desenvolveram modelos de parâmetros concentrados, usando elementos de molas, para modelar a trinca em barras e técnicas experimentais para determinar a localização e a profundidade de trincas a partir das mudanças nas frequências naturais dos elementos trincados. Dimarogonas (1970 e 1971) usou o Método de Matriz de Transferência para computar a mudança da velocidade crítica de um eixo devido à trinca, com o objetivo de monitorar trincas em rotores.

Considerando os trabalhos experimentais podemos destacar, por exemplo:

- Chondros e Dimarogonas que em 1980 desenvolveram monogramas para calcular a profundidade da trinca em diferentes eixos de locais trincados.

- Cawley e Adams (1979) e Anifantis et al. (1987), aplicaram o método espectral para identificação de defeitos em eixos e estruturas, analisando as mudanças no espectro de frequências da vibração devido à presença da trinca.

- Anifantis et al. (1983, 1987), Yuen (1985) e Rizos et al. (1990,1988) desenvolveram técnicas para identificação do local e profundidade da trinca em eixos, levando em consideração as mudanças nas frequências naturais dos mesmos.

- Gudmundson (1984, 1986), Pye e Adams (1982) relataram o uso de medidas de frequência para determinar o fator de intensidade de tensão (SIF).

O problema da reprodução experimental controlada da presença de uma trinca em elementos estruturais também foi abordado de diferentes maneiras.

Wendtland (1972) em um estudo experimental de frequências naturais em vigas com diferentes geometrias e condições de contorno usou um pequeno entalhe parecido a uma trinca. Embora seus resultados não tenham sido considerados aplicáveis a trincas reais, este experimento foi motivo de muita discussão nessa área de estudo.

Silva e Gómez (1990), por sua vez, ao estudarem sobre trincas encontraram que as de pequena profundidade têm até duas vezes a mudança em frequência natural quando observadas com aberturas de mesma profundidade.

Quanto à identificação da trinca, o parâmetro mais usado na aplicação do método é a mudança das frequências naturais da estrutura causada pela presença da trinca. No entanto, conforme apontou Dimarogonas (1970,1971), a influência da presença da trinca nos valores de frequência é muito pequena.

Atualmente, são usadas duas abordagens na identificação da presença de trincas em estruturas rotativas: A primeira toma como base o fato de que a presença de trinca em eixo rotativo reduz a rigidez da estrutura, conseqüentemente reduzindo a frequência natural do eixo em relação ao original não trincado (Sekhar, 1999; Sinou & Lees, 2005).

A segunda abordagem (ver, por exemplo, Prabhakar et al., 2002; Darp et al., 2002; Penny & Friswell, 2003), considera a influência da trinca ativa transversal sobre a resposta do rotor. O comportamento dinâmico do rotor trincado e a evolução da órbita às vezes aparecem na ressonância como sendo a assinatura clássica para detecção de trinca ativa (Friswell & Penny, 2002; Penny & Friswell, 2003; Sinou & Lees, 2005).

Nesse contexto, mediante o levantamento bibliográfico realizado nesse trabalho, verifica-se que muitos pesquisadores têm se empenhado no campo da manutenção

preditiva, buscando detectar defeitos em máquinas rotativas causados pela presença de trinca ainda no seu estado inicial, antes que elas alcancem um grau que leve a máquina a entrar em colapso.

Tendo em vista a importância da detecção de trincas, o presente trabalho visa realizar um experimento em eixo com um entalhe de pequena espessura e com profundidade controlada simulando uma trinca. Assim sendo, a partir da análise modal, espera-se que seja possível se chegar a uma compreensão melhor do comportamento da estrutura trincada.

4.5.1 – Métodos baseados na variação da flexibilidade local

Segundo Dimarogonas (1996), nos anos 40 Thomson (1943) já tentaram quantificar experimentalmente os efeitos da presença de trincas considerando a variação da flexibilidade local. Não obstante, apenas nos anos 50 os pesquisadores desenvolveram experimentos nesse sentido. Entre outros, conseguiram quantificar a flexibilidade local de uma região trincada. Para tanto, eles relacionaram flexibilidade local e o fator de intensidade de tensão (SIF).

Em relação a esse tema, ao trabalhar com o monitoramento de trincas em rotor Dimarogonas (1970, 1971) usou a técnica de matriz de transferência para computar a mudança de velocidade crítica de um eixo devido a trinca. Os resultados indicaram que para trincas com pouca profundidade a mudança dessa velocidade é proporcional ao quadrado da razão entre a profundidade da trinca e o diâmetro do eixo.

Wendtland (1972) em estudo experimental de frequências naturais de vigas de geometrias diferentes e condições limitadas usou um entalhe para simular uma trinca. Embora seus resultados não tenham sido considerados aplicáveis a trincas reais causou muita discussão nesse âmbito de estudo.

Silva e Gomez (1990), por sua vez, ao estudar sobre trincas encontraram que as de pequenas profundidades têm até duas vezes a mudança em frequência natural observadas com aberturas de mesma profundidade.

4.5.2 – Modelos contínuos de vigas trincadas

Alternativamente aos modelos que usam o Fator de Intensificação de Tensão, alguns pesquisadores trabalharam com modelos contínuos de vigas tentando modelar o efeito da presença da trinca.

Segundo Dimarogonas (1996) um importante trabalho nessa linha de pesquisa foi realizado que incorpora no modelo de uma viga uniforme do tipo Euler-Bernoulli um campo de distribuição de tensões empírico com decaimento logarítmico com relação a distância da trinca e incluindo um parâmetro que poderia ser avaliado experimentalmente. A mudança na primeira frequência natural com profundidade de trinca foi acompanhada de acordo com previsões teóricas. Nesse contexto, os resultados teóricos usando a abordagem de elemento finito bidimensional a fim de determinar o parâmetro que controla o perfil de concentração de tensão próxima à ponta da trinca, sem requerer o uso de resultados experimentais.

Os trabalhos estendidos ao caso de eixos com trincas circunferências, considerando os efeitos dessas na vibração torcional do eixo. Dimarogonas e Massouros (1981) usaram um modelo linear de mola para verificar a influência de uma trinca periférica no comportamento dinâmico de uma viga em torção. O objetivo desses pesquisadores era obter frequências naturais torsionais mais baixas em decorrência da flexibilidade total. Os resultados obtidos mostraram que as mudanças em resposta dinâmica devido à trinca eram altas bastantes para permitir a descoberta da trinca e a estimação do seu local ou magnitude. Por sua vez, Dimarogonas (1987), também investigou vibração torcional em estruturas trincadas.

4.5.3 – Vibração de rotores trincados

Nos anos 70 em Schenectady no Departamento de Turbina da Companhia Elétrica Geral, Dimarogonas (1970,1971) descobriu falhas em rotor de turbina devido à trinca. Um exame metalúrgico revelou que a falha era devido à propagação de trincas causadas por fadiga. Uma máquina semelhante, com o mesmo histórico e com potencial para desenvolver esse tipo de falha foi observada. A investigação foi empreendida para avaliar a possibilidade de descobrir trincas sem interromper a operação da máquina.

A mecânica da fratura já possuía conhecimento do fato de que quando um membro de uma estrutura apresenta trinca ele tende a fletir na seção trincada. Medir a flexibilidade local é um método padrão para achar o fator de intensidade de tensão na mecânica da

fratura. Além disso, uma trinca superficial em uma viga apresenta flexibilidades diferentes na direção da ponta da trinca e perpendicular a ela. Como o eixo gira, a rigidez em uma direção fixa mudará com o tempo, ou seja, é uma função periódica do tempo. É uma situação matematicamente semelhante aos rotores bipolares que têm diferentes momentos de inércia. Dimarogonas (1970) tratou o caso de rotores extensivamente com momentos de inércia diferentes e identificou harmônicos mais altos e um sub-harmônico que foi sugerido como um método potencial para descoberta de trinca.

Os estudos desenvolvidos no tocante a vibração de rotores trincados levaram ao desenvolvimento de uma estratégia de identificação baseada nos seguintes fatos:

- o sinal de vibração de um rotor trincado deveria apresentar uma frequência de vibração da ordem da metade da rotação do eixo;
- essa frequência de vibração não deveria ser afetada por uma correção de balanceamento, considerando que a origem dessa frequência de vibração está associada a trinca e não a não linearidades;
- outros sub-harmônicos da frequência de rotação do eixo aparecem com o aumento da profundidade da trinca.

Dimarogonas (1996) relata ainda outros muitos estudos realizados na tentativa de determinar uma estratégia para a identificação de trincas em rotores. Alguns desses trabalhos utilizaram modelos contínuos para o estudo de rotores outros usaram modelos com múltiplos graus de liberdade e aproximação por elementos finitos.

4.5.4 – Identificação de trinca em eixos rotativos

O parâmetro mais usado na identificação de trinca é a mudança das frequências naturais da estrutura causada pela trinca. A desvantagem desse método é que a mudança de frequência natural devido a trinca é proporcional ao quadrado da profundidade da trinca relativa ou aos sistemas redundantes, como mostrou Dimarogonas (1970,1971). Assim, mostrou-se insignificante para a identificação prática, pois esta exige maior precisão.

Outros métodos formais para identificação do local das trincas e magnitude da medida de vibração também foram desenvolvidos.

É sabido que as trincas mudam o modo de vibração e a forma do modo de uma estrutura. Vários métodos baseados em mudanças de formas e modos de vibração para descoberta de trincas em estruturas foram estudados. Por exemplo, esses métodos foram informados por Pandey e cols. (1991), Fox (1992) e Luongo (1992). A determinação da

mudança de forma e modo de vibrar de uma estrutura é muito complexa e requer, portanto, muita investigação.

5 – MONTAGEM EXPERIMENTAL

Visando alcançar os objetivos principais desse estudo, ou seja, a avaliação experimental da influência da trinca no comportamento dinâmico do eixo e analisar seus espectros de frequência, foram construídos eixos iguais nos quais foram realizados entalhes para simular os efeitos da presença de trinca. Desta forma, foram confeccionados dois eixos um sem trinca e outro com um entalhe semelhante a uma trinca de profundidade 6 mm, um para uso nos testes estáticos e outro para uso na análise modal. Os experimentos foram realizados no Laboratório de Vibrações e Dinâmica de Estruturas da Universidade de Brasília.

A seguir são descritos os eixos utilizados, os equipamentos e as montagens experimentais usadas.

5.1 - EIXO

Para uso nos experimentos foi usinado em aço SAE 1020 um eixo com 410 mm de comprimento e 20 mm de diâmetro, com módulo de elasticidade (E) 21000 N/m^2 , densidade (ρ) 7800 kg/m^3 , momento de inércia (I) $5,21 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4$; apresentando a 168 mm de sua extremidade esquerda um entalhe para simular trincas, cujas dimensões são de 0,3 mm de espessura (a) com uma profundidade (p) de 6 mm. Temos na figura 5.1 um esboço do eixo em questão.

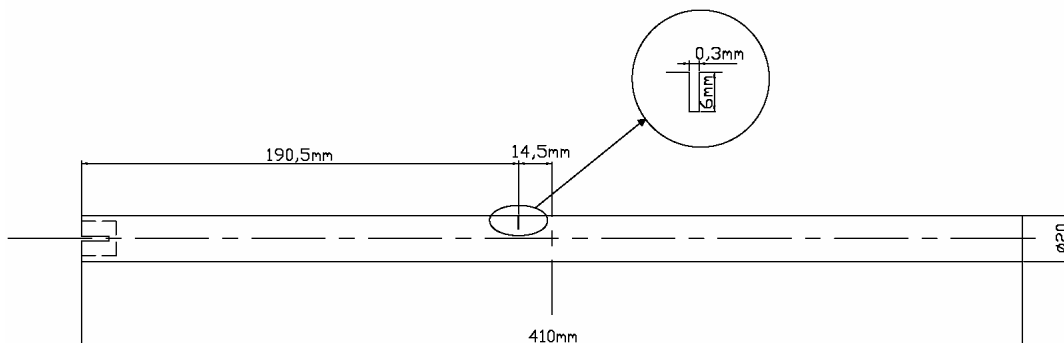


Fig. 5.1: Eixo com a posição do entalhe simulando uma trinca

5.2 – ENSAIOS DE ANÁLISE MODAL

Inicialmente foi realizada a análise modal do eixo sem trinca usando-se para isso um martelo de impacto e um analisador de sinais. A vibração foi medida usando um acelerômetro piezelétrico, de dimensões reduzidas, de modo a não afetar o comportamento dinâmico da estrutura principal. Esses mesmos equipamentos e montagem foram utilizados para o eixo com o entalhe simulando a trinca.

Para o eixo sem entalhe foram realizadas medições considerando onze pontos de excitação distribuídos igualmente ao longo do comprimento do mesmo, como mostra a figura 5.2.

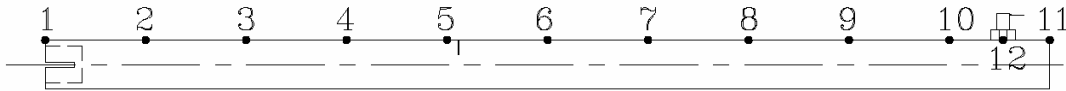


Fig. 5.2 – Eixo com os onze pontos distribuídos ao longo do eixo

As medições de aceleração da vibração foram feitas sempre no ponto 12. Assim foram determinadas 11 FRFs identificadas como $H_{12,i}$ com $i = 1,2,3...11$.

Para o caso do eixo com entalhe, de modo a avaliar a influência do ângulo de posição do entalhe na resposta dinâmica, foram realizadas medições para diferentes ângulos de posicionamento do eixo, tomando-se o cuidado de que tanto a excitação como a medição da vibração se dessem no plano vertical.

Assim, considerando o entalhe na posição vertical à direita como o ângulo zero o acelerômetro foi posicionado verticalmente como mostrado na figura 5.3(a).

Para o ângulo de posição 30° o acelerômetro foi reposicionado sobre o eixo de modo que tanto a excitação como a medição continuasse no plano vertical considerando um referencial fixo, como mostra a figura 5.3(b).

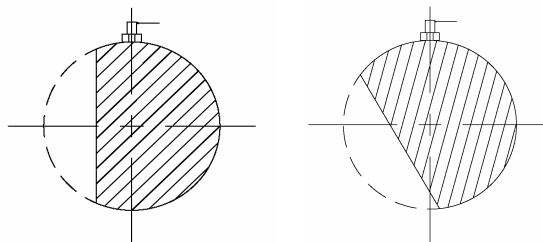


Fig 5.3 – Posicionamento do acelerômetro para as medições

(a) posição 0°

(b) posição 30°

A área de seção transversal do eixo foi dividida em doze setores iguais, ou seja, doze ângulos de 30 graus. Em cada parte foram marcados onze pontos ao longo do comprimento a fim de se realizar as medições.

A medição da vibração foi feita com um acelerômetro fixado com cola (contendo éster de cianoacrilato) “super bonder” entre o décimo ponto e décimo primeiro (figura 5.2). A excitação da estrutura foi realizada usando o martelo de impacto, aplicando-se força na direção vertical em cada um dos onze pontos ao longo do comprimento do eixo.

A estrutura foi suportada por fios elásticos, com massas desprezíveis em comparação com a massa da estrutura, consistindo, pois em uma montagem livre-livre.

O aparato instrumental para o teste modal, utilizando um martelo excitador, é apresentado na figura 5.4.

Os sinais de excitação e resposta foram captados pelos transdutores de força e aceleração, e enviados ao analisador de sinais onde foram determinadas as Funções de Resposta em Frequência (FRF).

Sendo a força de impacto admitida teoricamente como um impulso, o nível de energia aplicado à estrutura é função da massa e da velocidade do martelo, já que o impulso linear é igual à variação do momento linear. Como há dificuldade de se controlar a velocidade do martelo, o nível de força será controlado pela massa do martelo.

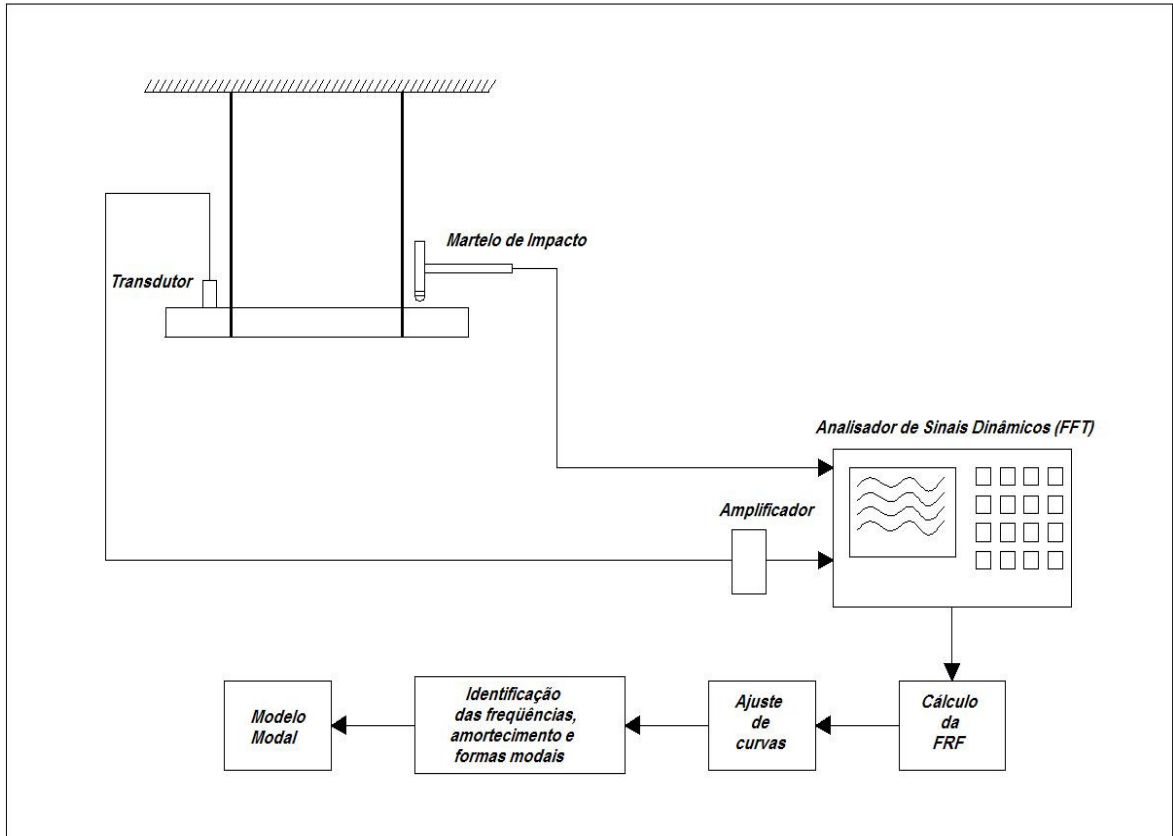


Figura 5.4: Esquema da instrumentação e da metodologia de análise modal do eixo.

5.2.1 - Equipamentos utilizados

Foram utilizados os seguintes equipamentos disponíveis no laboratório de Vibrações e Dinâmica de Estruturas da UnB:

- Analisador de Sinais Dinâmicos HP Modelo 35665A
- Pré-Amplificador de Carga B&K Tipo 2635
- Acelerômetro Piezoelétrico B&K 4336 Série 199271
- Martelo Excitador 4799375 PCB Piezotronics, Inc.

5.2.1.1 – Analisador de Sinais Dinâmicos HP modelo 35665A

Equipamento que possui dois canais com uma faixa de frequência que atinge cerca de 102,4 kHz quando utilizado apenas um canal e até 51,2 kHz, quando utilizado os dois canais. Pode funcionar nos modos de análise FFT, análise de correlação, varredura em seno e histogramas/tempo. Este dispositivo pode gerar senoides de varredura rápida periódica e em pacotes, senoide fixa, ruídos aleatórios e ruídos em pacotes, dentre outros.

Este equipamento funciona recebendo um sinal analógico e pela Transformada de Fourier emite um sinal de saída com resolução de 100, 200, 400 e 800 linhas, onde a frequência de resolução é igual à faixa de frequência por número de linhas de resoluções.

5.2.1.2 – Amplificador de carga B&K tipo 2635

A principal característica deste equipamento é sua faixa de operação variando de 0,1 Hz a 200 kHz, além de uma impedância de entrada de $10\text{ G}\Omega$.

5.2.1.3 – Acelerômetro piezoelétrico B&K tipo 4336

O acelerômetro utilizado nos testes experimentais da estrutura apresenta dimensões reduzidas $\varnothing 6,9\text{mm} \times 9,15\text{mm}$ e a massa de 2 gramas. Uma boa faixa de utilização, sensibilidade de voltagem $0,48\text{ mV}/(\text{m/s}^2)$, sensibilidade de carga de $0,316\text{ PC}/(\text{m/s}^2)$.



Figura 5.5: Instrumentação usada na análise modal.

5.2.2 - Procedimento experimental

Os ensaios foram realizados do seguinte modo:

Fixou-se o acelerômetro com cola super bonder, numa extremidade do eixo entre os pontos décimo e décimo primeiro na linha longitudinal usando como referência o ângulo de 0 graus; com o entalhe na posição vertical, de modo a garantir que o eixo longitudinal do acelerômetro ficasse perpendicular ao plano do eixo. Em seguida, a partir do primeiro ponto, aplicou-se a excitação com o martelo. Em cada ensaio foi realizada a média de vinte marteladas. Na Figura 5.4 mostra-se o detalhe de fixação do acelerômetro, onde se podem ver também as marcas usadas para posicionamento do eixo nos diferentes ângulos.

O sinal de excitação foi captado pelo sensor de força, que fica no interior do martelo, e amplificado por um circuito integrado também situado no interior do martelo. Este sinal é enviado a um dos canais do analisador de sinais. O sinal de resposta, captado pelo acelerômetro, é enviado ao pré-amplificador, que por sua vez o envia ao segundo canal do analisador.

Após o ensaio com excitação no ponto 1, repetiu-se o mesmo procedimento para os pontos seguintes. A FRF de cada ponto foi obtida pela média de 20 marteladas usando-se o analisador de sinais dinâmicos. As 11 FRFs obtidas para o ângulo zero foram gravadas em um disquete, para serem usadas posteriormente no programa Matlab, do Laboratório de Vibrações e Dinâmica de Estruturas da UnB, para ajustes de curvas usando o método dos mínimos quadrados.

Os algoritmos MATLAB usados envolveram a transformação dos dados do formato do analisador para o formato Matlab e o posterior ajuste de curvas usando-se um método modo a modo fazendo-se a minimização (no sentido de mínimos quadrados) entre os resultados experimentais e o modelo técnico de 2 graus de liberdade.

Assim foi possível extrair as frequências e amortecimentos usados bem como reconstituir as formas dos modos de vibração.

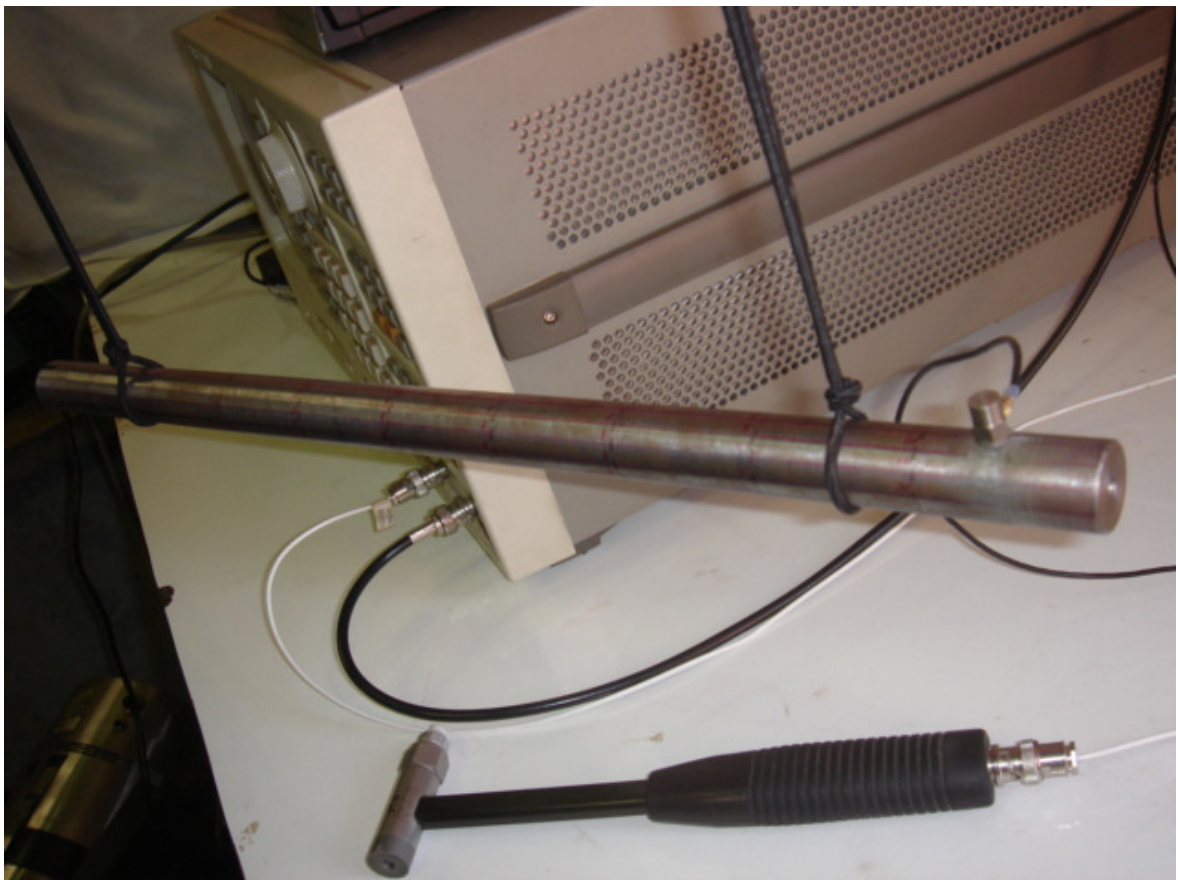


Figura 5.6: Detalhe da fixação do acelerômetro no eixo.

Esse procedimento foi repetido para cada ângulo de posicionamento do eixo, originando uma grande massa de dados a ser analisada. Foi realizada a análise modal para 12 ângulos diferentes de posicionamento do eixo, usando 11 pontos de excitação, implicando em 132 FRF a serem analisadas. Considerando que para cada ponto de excitação foram realizadas no mínimo 20 medições (para cálculo da média pelo analisador de sinais) foram realizadas mais de 2640 marteladas.

Foram considerados para análise apenas os quatro primeiros modos de vibração da estrutura e em cada modo analisado a frequência, fase, amplitude e amortecimento.

Uma visão geral da montagem para a análise modal experimental realizada é mostrada na figura 5.7.

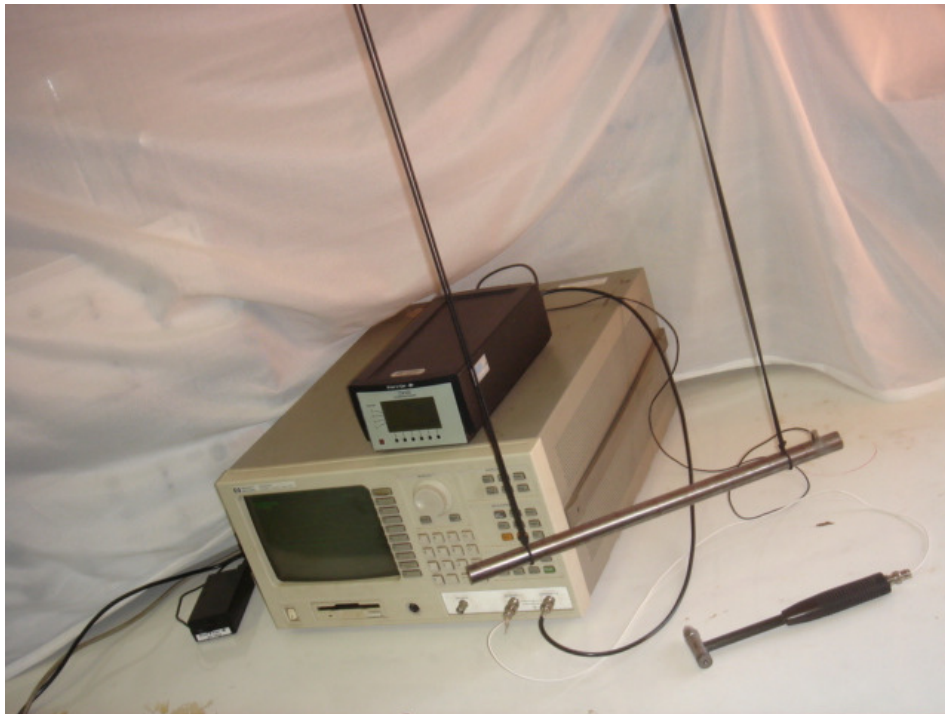


Figura 5.7: Visão geral da montagem experimental usada para análise modal do eixo.

5.3 – ENSAIO ESTÁTICO PARA MEDIÇÃO DA RIGIDEZ DO EIXO

Tendo sido observadas variações do comportamento dinâmico do eixo para as diferentes posições do mesmo nos testes de análise modal, foi realizado um ensaio estático

para determinação da variação da rigidez do eixo em função da posição do entalhe. Para isso foi utilizado um segundo eixo com entalhe, igual ao usado nos testes de análise modal, conforme descrito no item 5.1.

Para determinação experimental da rigidez do eixo entalhado e da variação desta rigidez em função do ângulo de posição da trinca foram realizadas medições da deflexão do eixo, sob a ação do peso de massas calibradas.

Como o objetivo é apenas uma avaliação da forma de variação da rigidez em função dos ângulos de posição do entalhe, os ensaios foram feitos aplicando-se uma força conhecida sobre o eixo e medindo-se a deflexão do mesmo usando um relógio comparador. Foram feitas medições para diferentes ângulos de posicionamento da trinca e para cada ângulo foram aplicadas diferentes cargas e medidas as respectivas deflexões. Dessa forma, a rigidez para cada ângulo de posição da trinca foi obtida pelo ângulo de inclinação da reta ajustada aos pares força-deslocamento medidos.

Foram aplicadas cargas de 76,70; 125,75; 174,80; 223,85; 272,90; 321,95; 371,00; 420,05 [N], usando massas calibradas e um suporte de massa também conhecida, conforme mostrado na figura 5.8.



Figura 5.8: Montagem usada na avaliação estática da rigidez do eixo.

6. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Nesse capítulo serão apresentados os resultados obtidos usando o procedimento experimental descrito no capítulo anterior. Apresentamos os resultados da Análise Modal, bem como a avaliação da rigidez do eixo feita por meio de um ensaio estático. Para a análise modal foram considerados apenas os quatro primeiros modos de vibração do eixo com o entalhe simulando a trinca. Para um entalhe de 6 mm foram feitas medições em 11 pontos ao longo do comprimento do eixo para doze ângulos diferentes separados de trinta graus. De maneira a melhor visualizar os efeitos do entalhe no comportamento dinâmico do eixo, a análise modal foi feita usando-se duas faixas de frequência diferentes, uma cobrindo os dois primeiros modos e outra cobrindo os modos três e quatro.

Iniciaram-se as medições posicionando o entalhe na vertical do lado esquerdo da seção transversal do eixo, como mostrado na figura 6.1. Essa posição foi referenciada como “ângulo zero”. A partir dessa posição inicial o eixo foi girado de trinta em trinta graus no sentido anti-horário, de modo que a posição “90°” corresponde ao entalhe posicionado na horizontal na parte inferior do eixo e a posição “270°” corresponde ao entalhe na horizontal na parte superior do eixo. A figura 6.1 mostra as doze posições em que foram feitas as análises modais; tendo sido realizadas medições para zero e 360° de modo a verificar se havia repetição dos resultados.

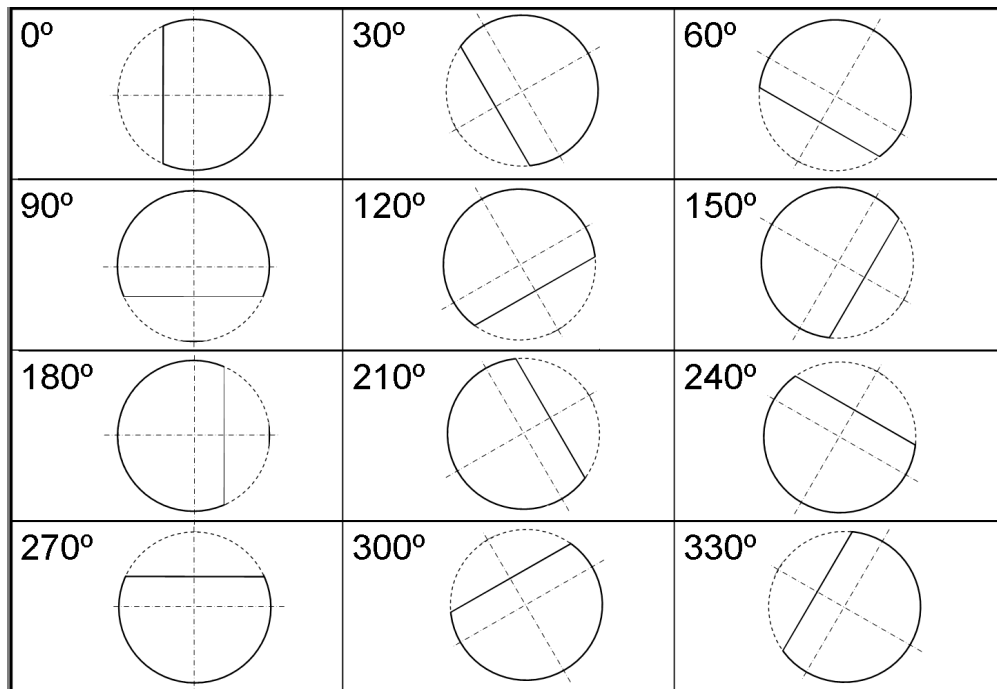


Figura 6.1: Secção do eixo na região do entalhe, conforme a posição angular do eixo.

Como descrito no capítulo cinco, as medições foram feitas usando um analisador de sinais HP 35665A em duas faixas distintas de medição. Inicialmente as medidas foram feitas na faixa de 460 a 660 Hz usando 800 linhas para aquisição o que implica em uma resolução de frequência de 0,25 Hz (FRF com 801 pontos). Foram medidos os sinais de aceleração, com uma sensibilidade de carga de $0,316 \text{ PC/m.s}^{-2}$, usando uma combinação de janelas do tipo Força e Exponencial. A janela de Força remove os resíduos de oscilações oriundos de testes de impacto e a janela Exponencial atenua o sinal de entrada com um decaimento exponencial proporcional.

Esse mesmo procedimento foi repetido para a faixa de frequência de 1440 a 1640 Hz, mantendo-se o número de linhas em 800 e a resolução de frequência em 0,25 Hz e os 801 pontos para a FRF.

Depois de obtidas as Funções Respostas em Frequência (FRF) para cada ponto medição/excitação ($H_{R,E}$, R posição fixa do acelerômetro e E ponto de excitação variável) essas foram armazenadas e transformadas do formato do analisador de sinais para o formato do MATLAB. Essa transformação foi feita usando as rotinas padrão do analisador de sinais (SDFTOML). A identificação dos parâmetros modais foi feita usando um método de ajuste modo a modo, onde aos resultados experimentais foram ajustadas curvas padrão

para sistemas com dois graus de liberdade usando uma otimização de mínimos quadrados. A rotina MODOMODO2GDL.m usada para a identificação dos parâmetros foi desenvolvida em linguagem Matlab e está disponível para uso no Laboratório de Vibrações e Dinâmica de Estruturas da UnB.

Foram feitas as identificações para cada um dos pontos e para cada ângulo, conforme definidos na figura 6.1. Com os resultados obtidos foram traçadas as deformadas correspondentes aos modos medidos de modo a verificar a consistência dos valores obtidos.

Dessa forma, mostramos a seguir os resultados obtidos, de forma a ilustrar as conclusões resultantes da análise modal do eixo entalhado, evitando, contudo, o excesso de figuras e a repetição de informações. Assim, apenas as FRFs, para alguns pontos de medição e para alguns ângulos serão apresentadas de forma a permitir a compreensão da metodologia experimental adotada e subsidiar a linha de interpretação seguida.

6.1 – RESULTADOS PARA O EIXO SEM TRINCA

A metodologia de medição e identificação acima descrita foi usada inicialmente para análise modal do eixo sem entalhe. Nesse caso, considerando a simetria do eixo foram realizadas medições para apenas um ângulo de posicionamento, pois se verificou que a mudança do ângulo de fixação do eixo não afetava significativamente as medições. Foram levantadas as onze FRF considerando os onze pontos de excitação e a medição de aceleração feita no décimo segundo ponto, como mostrado na figura 5.2.

Apresenta-se a seguir a FRF obtida para o primeiro ponto de medição, $H_{12,1}$ (figura 6.2). Verifica-se que na faixa de frequência de 200 a 1800 Hz o eixo ensaiado apresenta dois modos de vibração, o primeiro a 554,22 Hz e o segundo a 1507,92 Hz. Verifica-se que o ajuste de curvas é satisfatório e as onze FRF obtidas permitiram a reconstituição dos modos de vibrar como mostrados nas figuras 6.3 e 6.4.

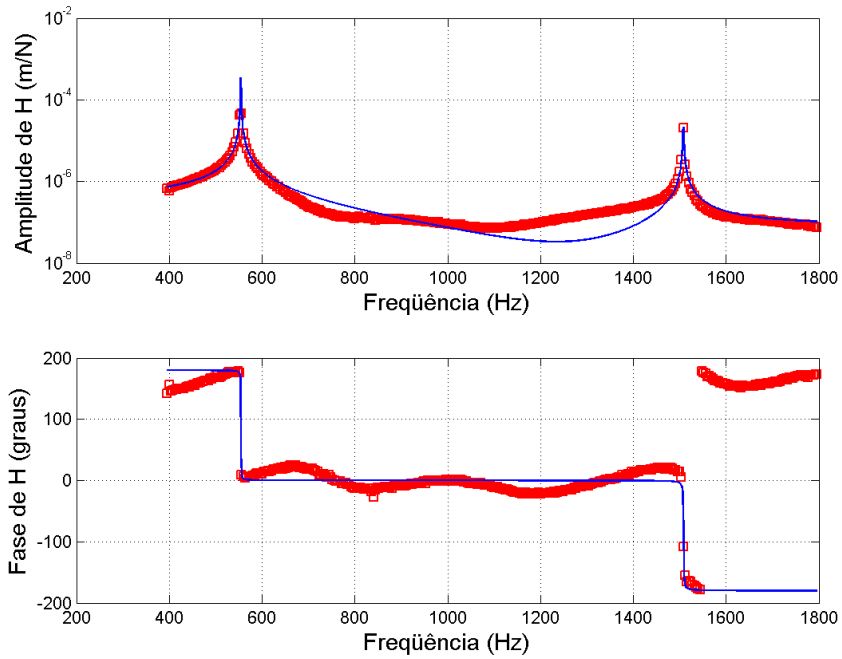


Fig. 6.2: Eixo sem entalhe modo 1 e 2 ponto $H_{12,1}$

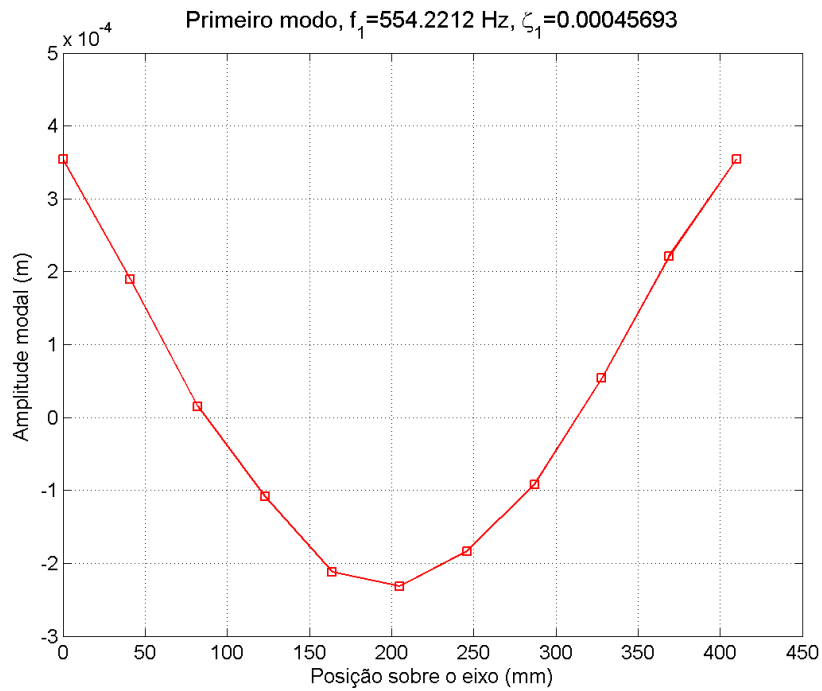


Fig. 6.3: Eixo sem entalhe deformada modal 1

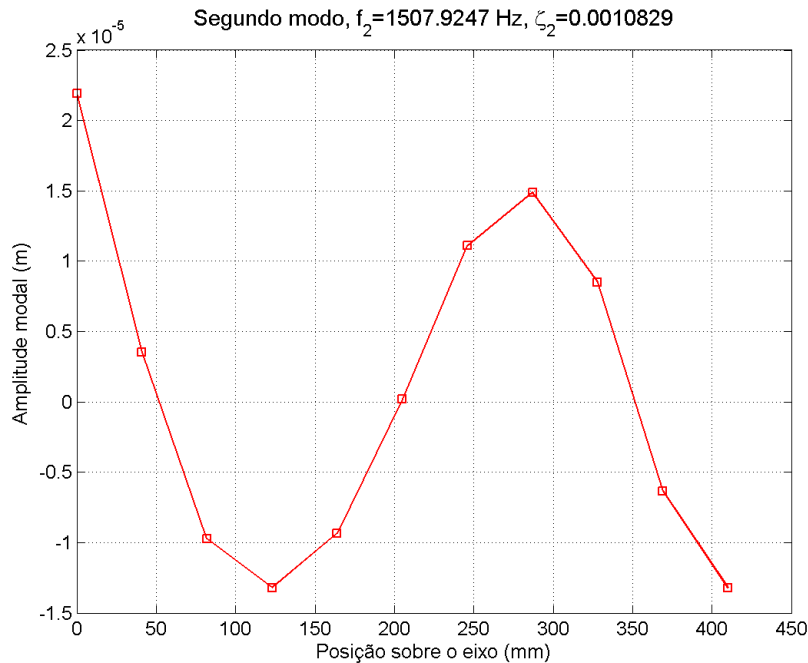


Fig. 6.4: Eixo sem entalhe deformada modal 2

Verifica-se nas figuras 6.3 e 6.4 que as formas modais obtidas são as esperadas para uma viga em vibração livre e apresentam suficiente discretização e qualidade para evidenciar a qualidade da metodologia empregada nesse trabalho.

6.2 - RESULTADOS PARA A POSIÇÃO DO ENTALHE A ZERO GRAUS

Considerando agora o eixo entalhado, a existência do entalhe torna a secção transversal do mesmo não simétrica de modo que a posição de fixação do eixo afeta a forma da FRF medida. Fixando-se o eixo na posição zero graus, como mostrado na figura 6.1, verificamos que na faixa de frequência de 200 a 1800 Hz aparecem quatro picos indicando a separação dos modos de vibração inicialmente medidos para o eixo sem entalhe. Essa separação se dá pelo fato que a não simetria da secção transversal permite a visualização na FRF dos modos no plano de medição e no plano perpendicular ao plano de medição. No caso sem entalhe os modos de flexão no plano vertical e no plano horizontal possuem frequências idênticas aparecendo apenas um pico na FRF, enquanto que a presença do entalhe força uma separação das frequências.

Desta forma as medições foram realizadas em duas faixas de frequências de modo que as FRFs cobrissem apenas dois modos por vez.

As figuras seguintes mostram a amplitude e a fase da FRF do eixo com o entalhe na posição zero, como definido na figura 6.1, obtidas para a faixa de frequência de 440 a 640 Hz. São mostradas a FRF medida (representada pelos pontos marcados com quadrados) e a FRF identificada (linha contínua em azul) em uma faixa de frequência mais estreita de modo a evidenciar os modos medidos. Verifica-se que a metodologia de identificação usada permite ajustar os resultados experimentais de forma bastante satisfatória para a grande maioria dos pontos de medição. A rotina de identificação apresenta perda de eficiência na identificação das FRF nos pontos correspondentes aos nós de vibração, o que era de se esperar, considerando que nesses pontos os resultados experimentais apresentam baixa qualidade, devido à predominância de ruídos e a inexatidão das medições.

6.2.1 - Primeiro e segundo modos de vibração

A figura 6.5 mostra a FRF na faixa de frequência cobrindo os dois primeiros modos de vibração, para o ponto $H_{12,1}$, com o entalhe posicionado a zero graus. Verifica-se o bom ajuste obtido pela rotina de identificação e observa-se que o primeiro modo apresenta uma amplitude bem menor que a do segundo modo. Essa diferença se dá devido ao fato dos modos serem perpendiculares entre si no sentido de que ocorrem em planos ortogonais. Como mostrado nas figuras 6.6 e 6.7, esses dois modos apresentam uma deformada semelhante, sem nós intermediários de vibração, mas com amplitudes bastante diferentes por corresponderem a modos em planos principais ortogonais.

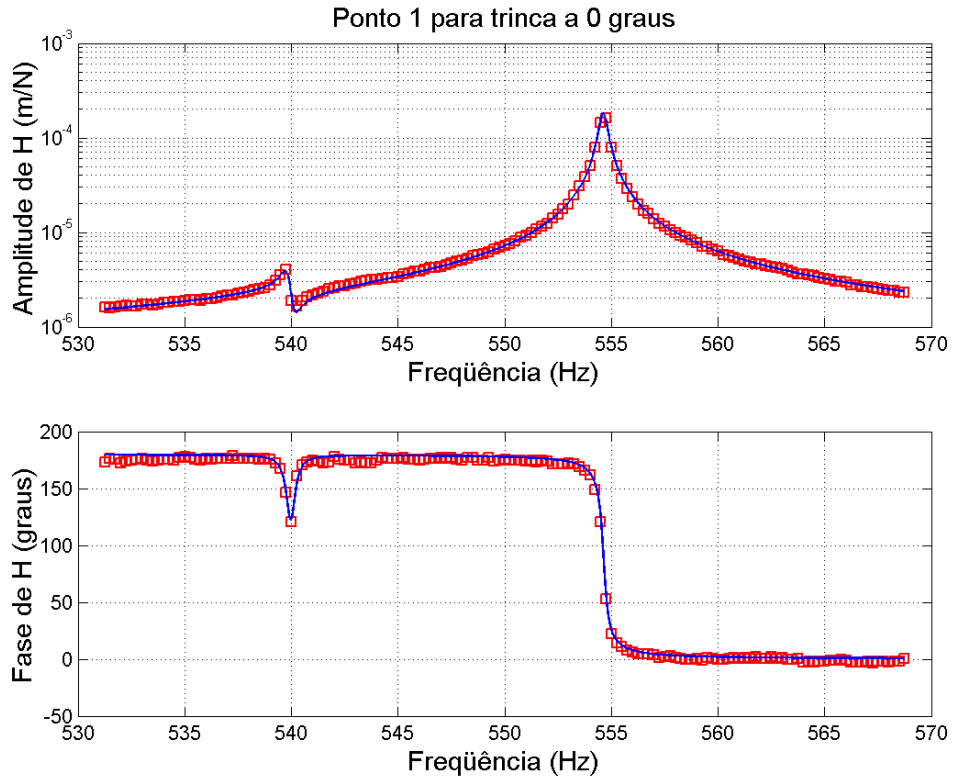


Fig. 6.5: FRFs medida e identificada para o ponto $H_{12,1}$ com o entalhe a 0° .

De forma a evitar repetições, as FRFs correspondentes aos demais pontos de medição são apresentadas no ANEXO 2. Contudo, de forma a apoiar a interpretação das mesmas fazemos aqui algumas observações e esclarecimento, mostrando, a seguir, as FRFs para os pontos $H_{12,2}$ e $H_{12,4}$.

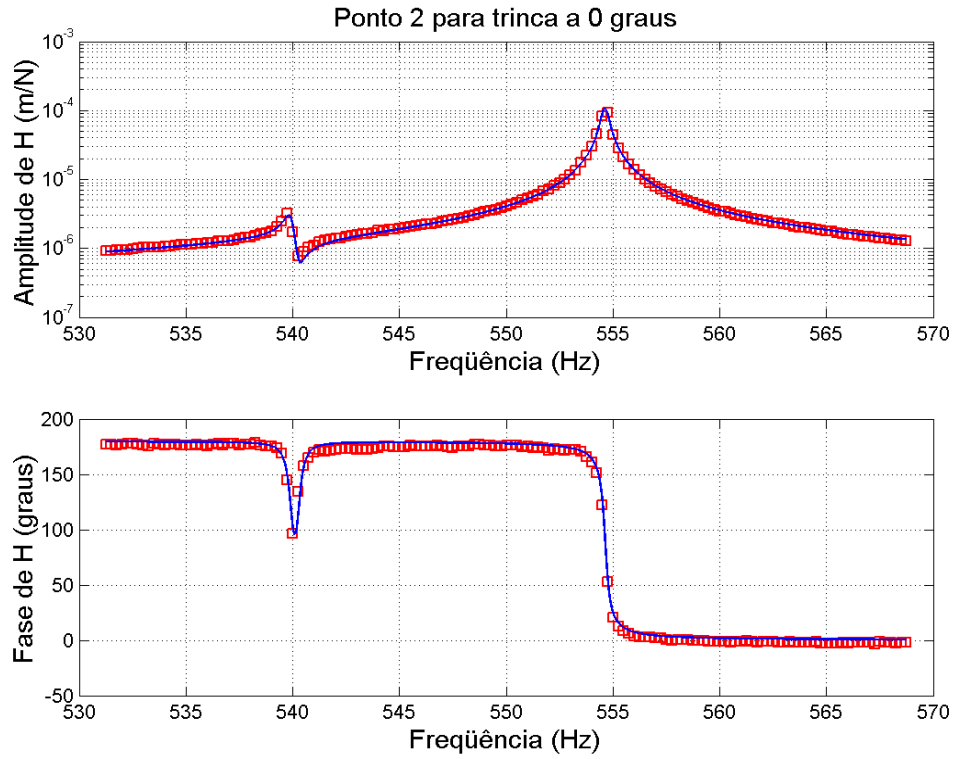


Fig. 6.6: FRFs medida e identificada para o ponto $H_{12,2}$ com o entalhe a 0° .

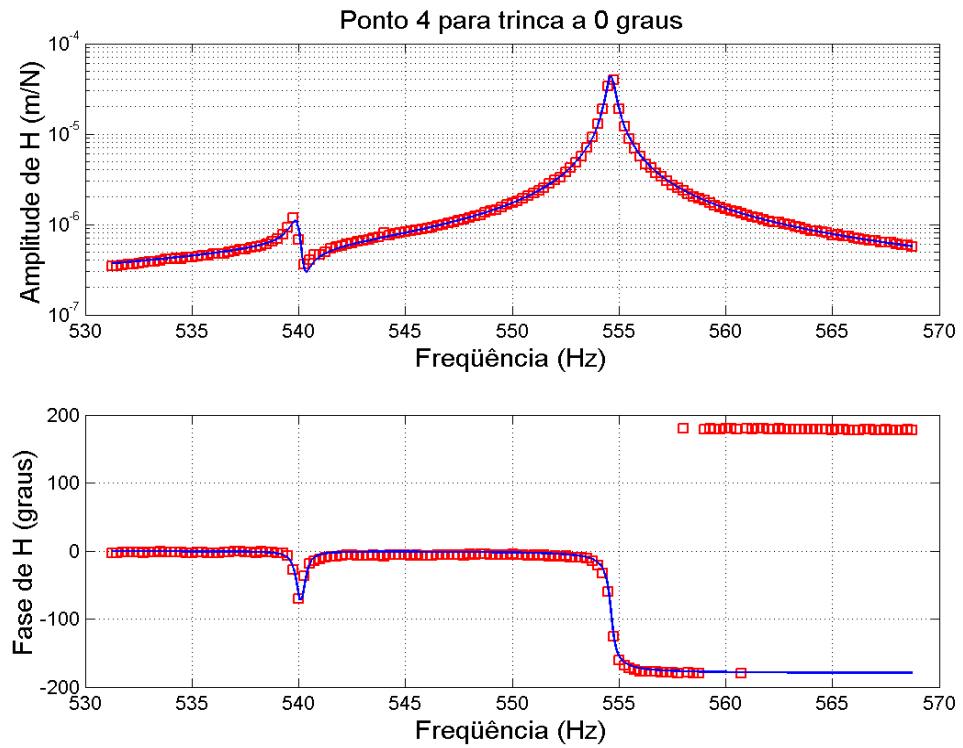


Figura 6.7: FRFs medida e identificada para o ponto $H_{12,4}$ com o entalhe a 0° .

Observamos nessas figuras (bem como nas figuras apresentadas no anexo) que a escala dos eixos verticais para os gráficos de amplitude mudam dependendo do ponto. Não foi feita uma padronização dos eixos, pois se preferiu destacar a qualidade do ajuste de curvas realizado no lugar da exatidão da comparação entre pontos. Apenas quando necessário, ou para evitar erros de interpretação, as diferentes curvas tiveram suas escalas uniformizadas.

Outro comentário necessário é que algumas curvas de fase mostram pontos de medição defasados de 180 graus dos valores identificados. Trata-se aqui de um detalhe numérico, pois o analisador de sinais não faz diferença entre os ângulo de 180° e -180°. Vê-se que a rotina de ajuste e identificação segue coerentemente a tendência real.

Considerando os onze pontos de medição e as respectivas curvas ajustadas, as frequências e amortecimentos identificados, usando a metodologia inicialmente descrita, para o primeiro e segundo modos para o ângulo zero são:

Tabela 6.1: Frequências naturais e amortecimentos identificados para a posição 0°.

Posição ao longo do eixo	Frequências naturais em Hz		Amortecimento modal	
	Primeiro modo	Segundo modo	Primeiro modo	Segundo modo
1	539,69	554,46	$0.33 \cdot 10^{-3}$	$0.33 \cdot 10^{-3}$
2	539,83	554,62	$0.40 \cdot 10^{-3}$	$0.32 \cdot 10^{-3}$
3	539,91	554,62	$0.49 \cdot 10^{-3}$	$0.32 \cdot 10^{-3}$
4	539,95	554,64	$0.39 \cdot 10^{-3}$	$0.33 \cdot 10^{-3}$
5	539,94	554,62	$0.40 \cdot 10^{-3}$	$0.34 \cdot 10^{-3}$
6	539,94	554,62	$0.41 \cdot 10^{-3}$	$0.33 \cdot 10^{-3}$
7	539,92	554,63	$0.42 \cdot 10^{-3}$	$0.34 \cdot 10^{-3}$
8	539,96	554,62	$0.39 \cdot 10^{-3}$	$0.33 \cdot 10^{-3}$
9	539,93	554,62	$0.24 \cdot 10^{-3}$	$0.35 \cdot 10^{-3}$
10	539,91	554,65	$0.30 \cdot 10^{-3}$	$0.32 \cdot 10^{-3}$
11	539,85	554,64	$0.34 \cdot 10^{-3}$	$0.32 \cdot 10^{-3}$

As figuras 6.8 e 6.9 mostram as formas modais do primeiro e segundo modos, construídas usando as amplitudes identificadas para cada ponto de medição ao longo do eixo.

Essas figuras comprovam a eficiência das medições realizadas e das rotinas de identificação, pois permitem reconstruir corretamente a forma modal esperada para um eixo em vibração livre e são semelhantes a obtida para o eixo sem entalhe.

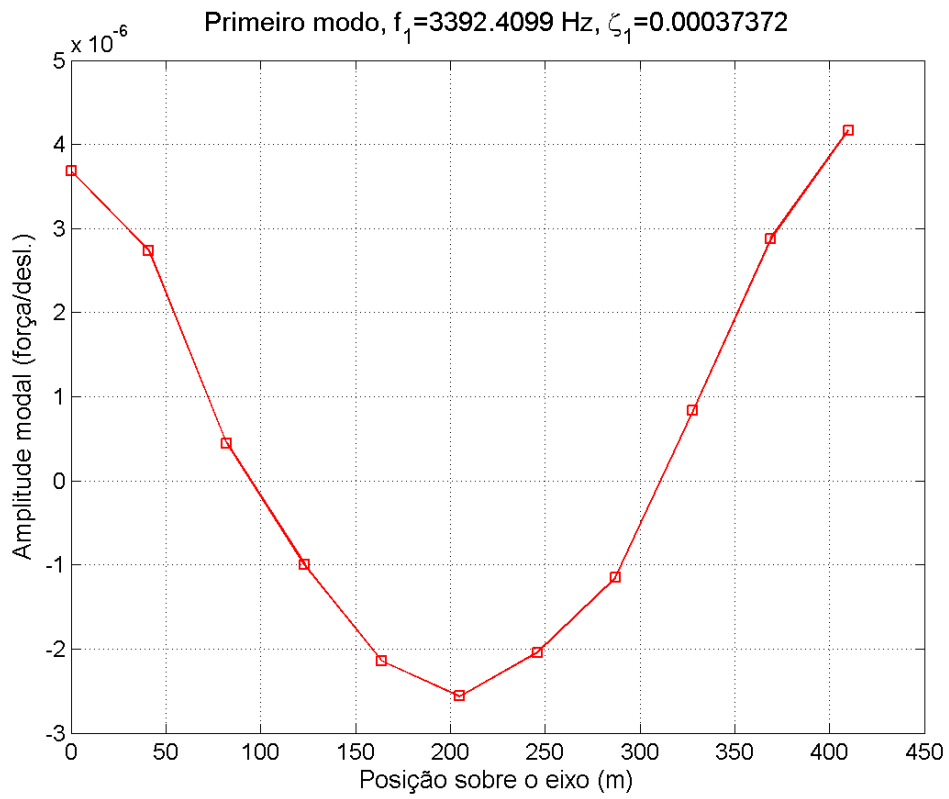


Figura 6.8: Forma modal para o primeiro modo de vibração para a posição 0°

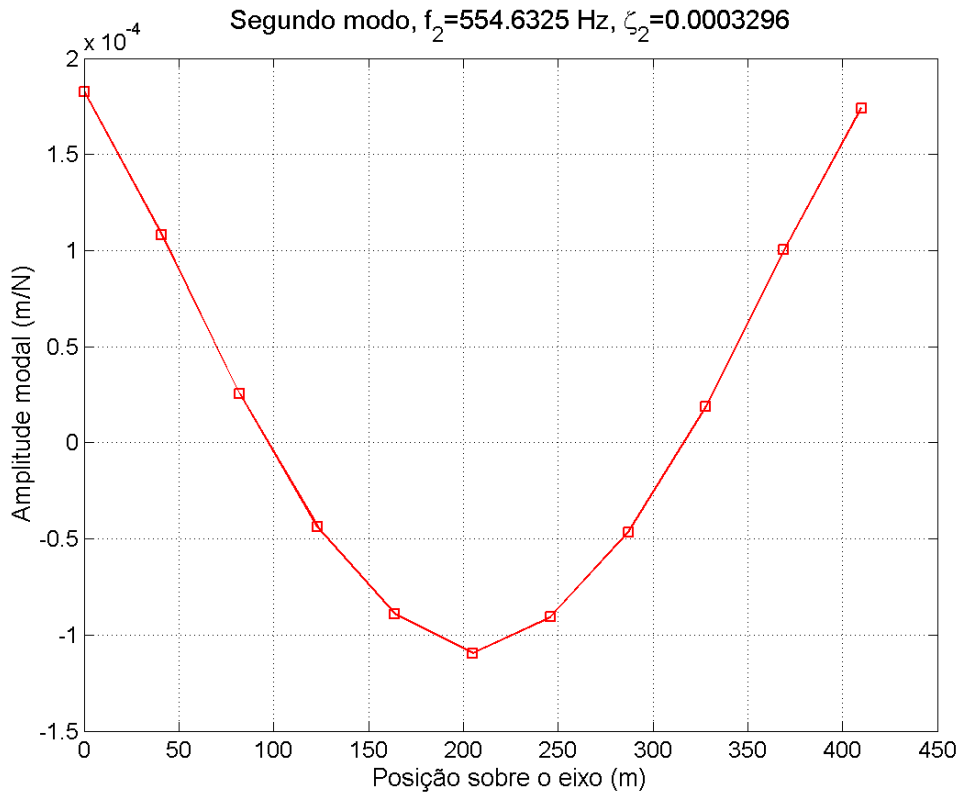


Figura 6.9: Forma modal para o segundo modo de vibração para a posição 0°

Vemos nessas figuras que os deslocamentos para o primeiro modo são da ordem de centésimos dos deslocamentos identificados para o segundo modo. Isso se explica pelo fato das medições serem realizadas na direção vertical e que dessa maneira o segundo modo, que corresponde à vibração no plano vertical, é mais excitado que o modo no plano horizontal (modo 1).

Isso explica também a dispersão dos resultados obtidos para as frequências e amortecimentos identificados. Considerando os valores apresentados na Tabela 6.1, temos que o valor médio para a primeira frequência de vibração é de 539,91 Hz com um desvio padrão de 0,04 Hz, enquanto que para a segunda frequência natural o valor médio é de 554,63 Hz com um desvio padrão de 0,01 Hz apenas. Vemos então que a dispersão dos valores para o primeiro modo é maior, devido à menor exatidão das medições, já que o valor medido é muito pequeno e aproxima-se da ordem de grandeza dos ruídos de medição.

O mesmo acontece com os amortecimentos modais identificados: para o primeiro modo temos um valor médio de $3,74 \cdot 10^{-4}$ com desvio padrão de $0,66 \cdot 10^{-4}$ e para o segundo modo temos um valor médio de $3,31 \cdot 10^{-4}$ com desvio padrão de $0,09 \cdot 10^{-4}$.

Na figura 6.10: podemos comparar as deformadas modais obtidas para o primeiro modo (em vermelho) e o segundo modo (em azul).

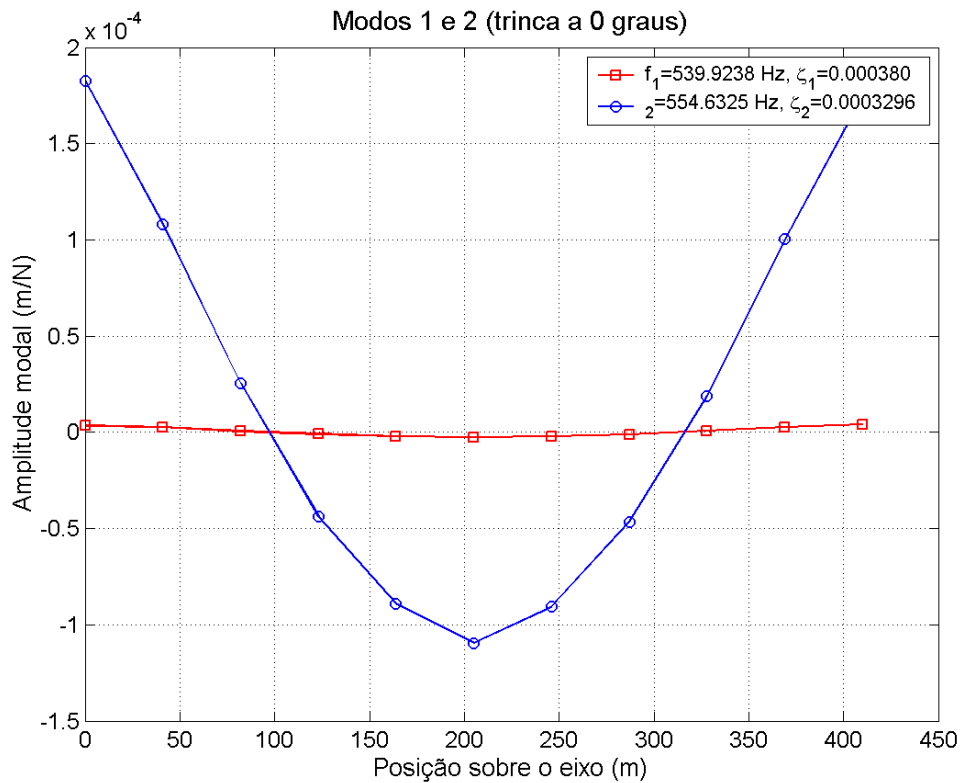


Figura 6.10: Comparação das duas primeiras deformadas modais para a posição 0° .

6.2.2 - Terceiro e quarto modos de vibração

Da mesma forma, para o mesmo ângulo de posicionamento e para os mesmos pontos de medição foram identificados os parâmetros modais associados ao terceiro e quarto modos de vibração. As FRFs medidas e identificadas são apresentadas no ANEXO 2. Destacamos aqui apenas os resultados obtidos para as medições nos pontos $H_{12,3}$ e $H_{12,6}$, que são mostrados nas figuras 6.11 e 6.12 a seguir.

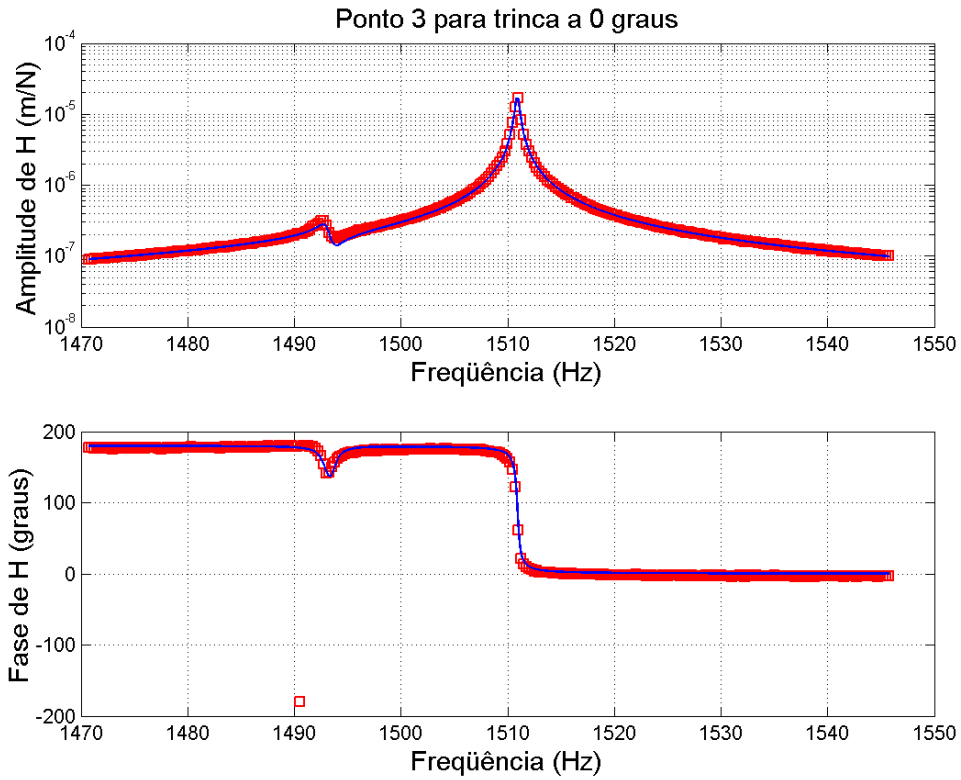


Figura 6.11: FRFs medida e identificada (mostrando os modos 3 e 4) para o ponto $H_{12,3}$ a 0° .

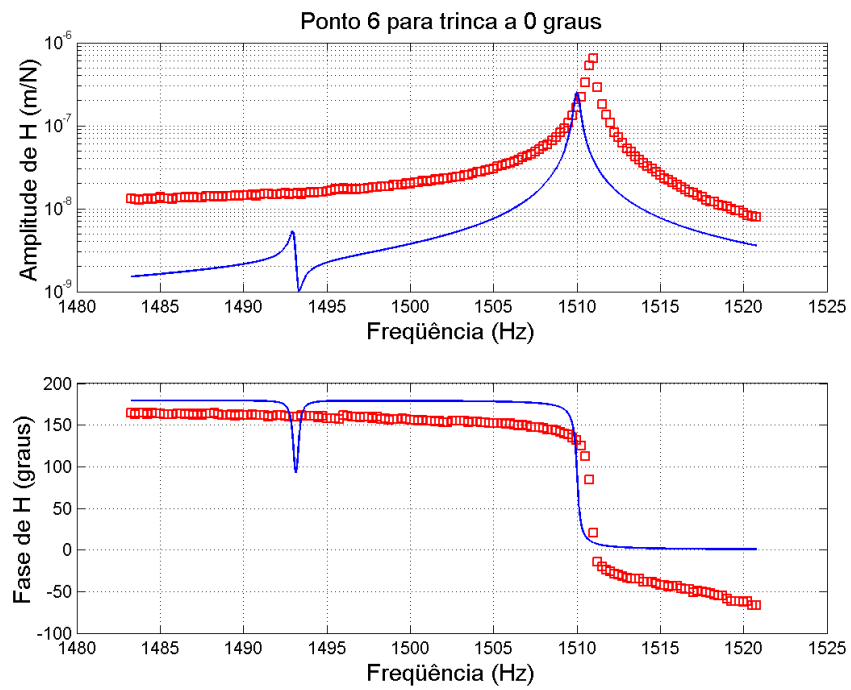


Figura 6.12: FRFs medida e identificada (modos 3 e 4) para o ponto $H_{12,6}$ a 0° .

Na figura 6.11 vemos que as rotinas de identificação permitem um bom ajuste das curvas medida e identificada, contudo, nos pontos correspondentes aos nós de vibração, como é o caso do ponto $H_{12,6}$ (figura 6.12) e do ponto $H_{12,10}$ (ver anexo) temos uma perda de qualidade na identificação, sem contudo comprometer a avaliação geral, objeto desse estudo.

Como no caso dos modos um e dois verifica-se também que as amplitudes dos deslocamentos para o terceiro modo são da ordem de centésimos dos deslocamentos relativos ao quarto modo. Essa comparação pode ser feita na figura 6.13.

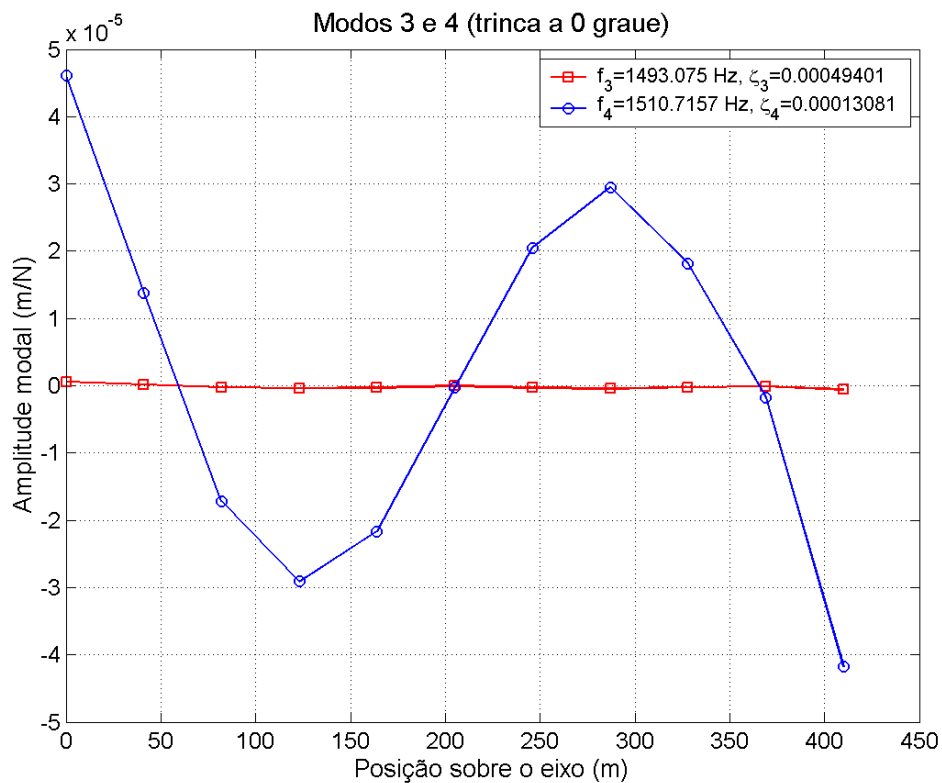


Fig. 6.13: Comparação das deformadas modais do terceiro e quarto modos para a posição 0°.

A tabela 6.2 mostra os valores das frequências naturais e dos amortecimentos identificados para o terceiro e quarto modos de vibração. Nesse caso os valores médios e os respectivos desvios padrão são:

- **Terceiro Modo:** frequência média: 1493,15 Hz e desvio padrão 0,10 Hz;
- **Quarto Modo:** frequência média: 1510,87 Hz e desvio padrão 0,05 Hz.
- **Terceiro Modo:** amortecimento médio: $1,79 \cdot 10^{-3}$ e desvio padrão $2,14 \cdot 10^{-3}$;

- **Quarto Modo:** amortecimento médio: $0,13 \cdot 10^{-3}$ e desvio padrão $0,01 \cdot 10^{-3}$.

Deve-se observar que os valores médios e os desvios padrão foram calculados desconsiderando os valores identificados, usando os pontos de medição $H_{12,6}$ e $H_{12,10}$, pois nesses pontos (nós de vibração) os resultados obtidos não são confiáveis. Mesmo assim, a dispersão dos valores de amortecimento para o terceiro modo é muito elevado, de forma que os mesmos devem ser desconsiderados. Contudo, os valores de frequência para o terceiro modo apresentam pouca dispersão, ainda que superior à dispersão da frequência para o quarto modo (pelas razões discutidas no item 6.1.2).

Tabela 6.3: Frequências naturais e amortecimentos identificados para o terceiro e quarto modo de vibração para a posição 0° .

Posição ao longo do eixo	Frequências naturais em Hz		Amortecimento modal	
	Terceiro modo	Quarto modo	Terceiro modo	Quarto modo
1	1493,11	1510,82	$7,03 \cdot 10^{-3}$	$0,14 \cdot 10^{-3}$
2	1493,12	1510,83	$1,30 \cdot 10^{-3}$	$0,14 \cdot 10^{-3}$
3	1493,12	1510,89	$0,46 \cdot 10^{-3}$	$0,13 \cdot 10^{-3}$
4	1493,08	1510,86	$0,65 \cdot 10^{-3}$	$0,14 \cdot 10^{-3}$
5	1493,35	1510,85	$1,01 \cdot 10^{-3}$	$0,14 \cdot 10^{-3}$
6	1493,00	1510,00	$0,10 \cdot 10^{-3}$	$0,10 \cdot 10^{-3}$
7	1493,07	1510,84	$3,11 \cdot 10^{-3}$	$0,14 \cdot 10^{-3}$
8	1493,21	1510,86	$0,56 \cdot 10^{-3}$	$0,14 \cdot 10^{-3}$
9	1493,06	1510,91	$1,62 \cdot 10^{-3}$	$0,13 \cdot 10^{-3}$
10	1493,00	1510,00	$0,01 \cdot 10^{-3}$	$0,10 \cdot 10^{-3}$
11	1493,27	1510,97	$0,38 \cdot 10^{-3}$	$0,13 \cdot 10^{-3}$

6.3 - RESULTADOS PARA A POSIÇÃO DO ENTALHE A TRINTA GRAUS

O mesmo procedimento usado no item anterior foi repetido com o entalhe do eixo na posição 30° (conforme figura 6.1). Nessa posição a dessimetria causada pelo entalhe semelhante a uma trinca é maior a excitação dos modos de vibração nos planos vertical e horizontal.

Apresentamos a seguir as FRFs medidas e identificadas cobrindo os quatro primeiros modos identificados para o ponto de medição $H_{12,1}$. As FRFs para os outros pontos de medição encontram-se no Anexo 2.

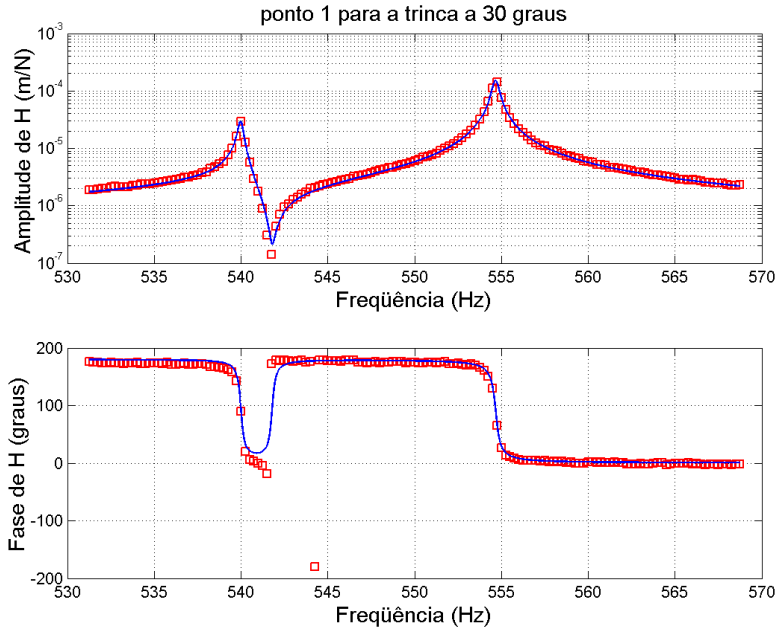


Figura 6.14: FRFs (mostrando os modos 1 e 2) para o ponto $H_{12,1}$ com o entalhe a 30° .

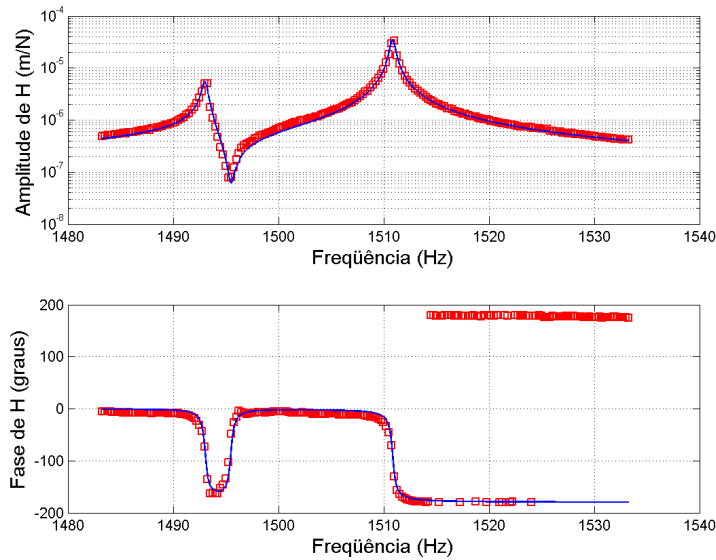


Figura 6.15: FRFs (mostrando os modos 3 e 4) para o ponto $H_{12,1}$ com o entalhe a 30° .

Observa-se na figura 6.14 que o pico de amplitude referente ao primeiro modo é maior que o que fora observado para o eixo na posição zero graus. Esse mesmo comportamento se observa na figura 6.15 para o terceiro modo de vibração, confirmando que a posição do eixo permite agora uma maior excitação dos modos de vibração contidos no plano horizontal.

Essa mesma tendência é observada nas figuras 6.16 e 6.17 que mostram as formas modais obtidas para os quatro primeiros modos do eixo. A figura 6.16 mostra as formas modais para o primeiro e segundo modos e a figura 6.17 para os modos 3 e 4. Os modos ímpares são indicados em vermelho nessas figuras, enquanto que os modos pares em azul.

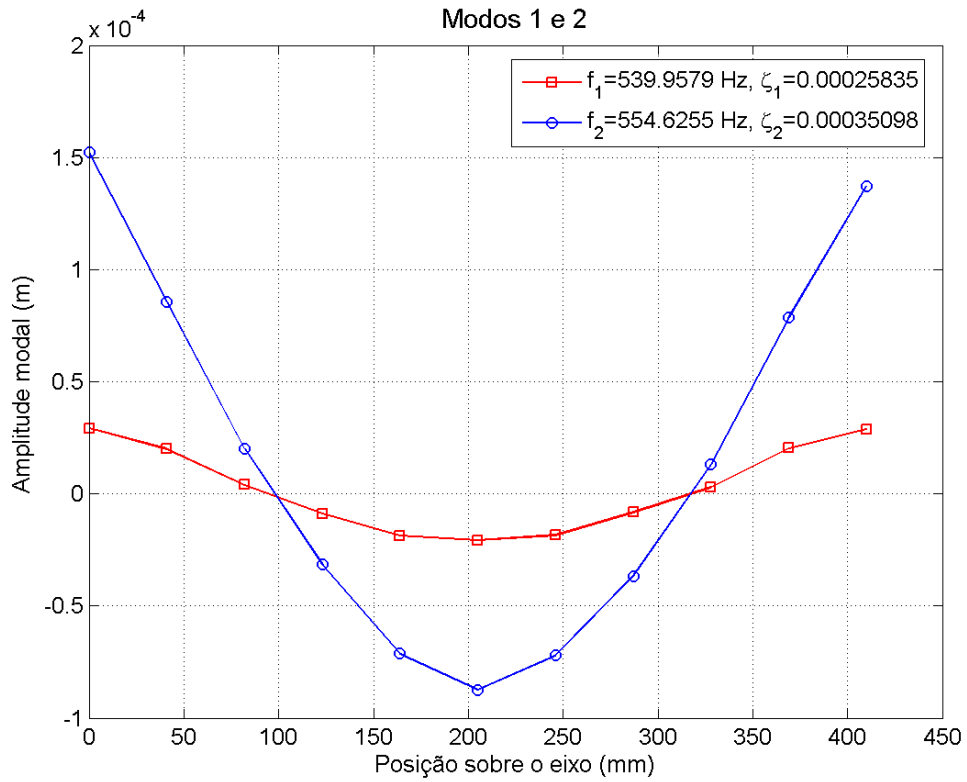


Figura 6.16: Deformadas modais do primeiro e segundo modos para a posição 30°.

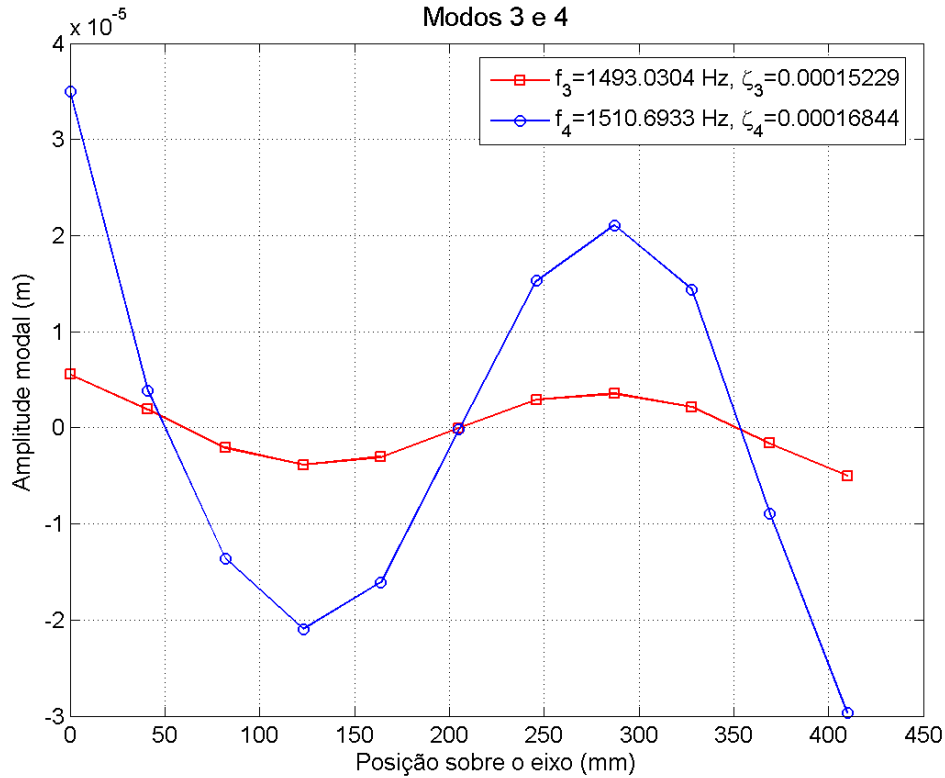


Figura 6.17: Deformadas modais do terceiro e quarto modos para a posição 30°.

Para a posição 30° já é possível visualizar tanto as deformadas dos modos pares como as dos modos ímpares por terem, esses últimos, amplitudes de deslocamento proporcionalmente maiores. As figuras apresentadas mostram a qualidade das medições e das identificações realizadas.

Nesse caso os valores médios e os respectivos desvios padrão para as frequências naturais de vibração e para os amortecimentos medidos são apresentados na tabela 6.3., a seguir.

Tabela 6.3: Parâmetros modais identificados para eixo na posição 30°.

	Frequências Naturais [Hz]		Amortecimentos	
	Valor médio	Desvio Padrão	Valor Médio	Desvio Padrão
Modo 1	539,95	0,02	$0,258 \cdot 10^{-4}$	$0,097 \cdot 10^{-4}$
Modo 2	554,62	0,02	$3,510 \cdot 10^{-4}$	$0,071 \cdot 10^{-4}$
Modo 3	1.493,03	0,03	$1,486 \cdot 10^{-4}$	$0,244 \cdot 10^{-4}$
Modo 4	1.510,76	0,21	$1,752 \cdot 10^{-4}$	$0,696 \cdot 10^{-4}$

Observamos que, com exceção dos valores de amortecimento, as frequências identificadas para o eixo na posição 30° são próximas das frequências identificadas para a posição 0°.

6.4 - RESULTADOS PARA POSIÇÃO DO ENTALHE A SESENTA GRAUS

O mesmo procedimento foi repetido com o entalhe do eixo na posição 60° (conforme figura 6.1). Nessa posição a dessimetria causada pelo entalhe simulando a trinca é ainda maior, fazendo aumentar a amplitude da vibração no plano horizontal.

Apresentamos a seguir as FRFs medidas e identificadas cobrindo os quatro primeiros modos identificados para o primeiro ponto de medição com o eixo na posição 60°. As FRFs para os outros pontos de medição encontram-se no Anexo 2.

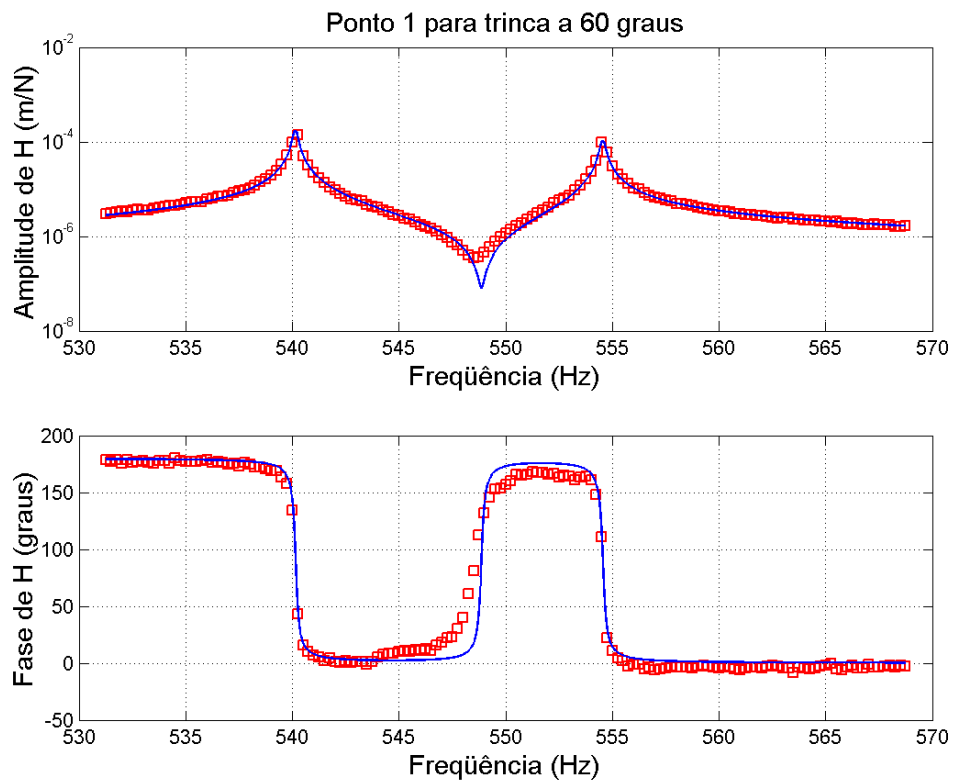


Figura 6.18: FRFs (mostrando os modos 1 e 2) para o elemento $H_{12,1}$ com o entalhe a 60°.

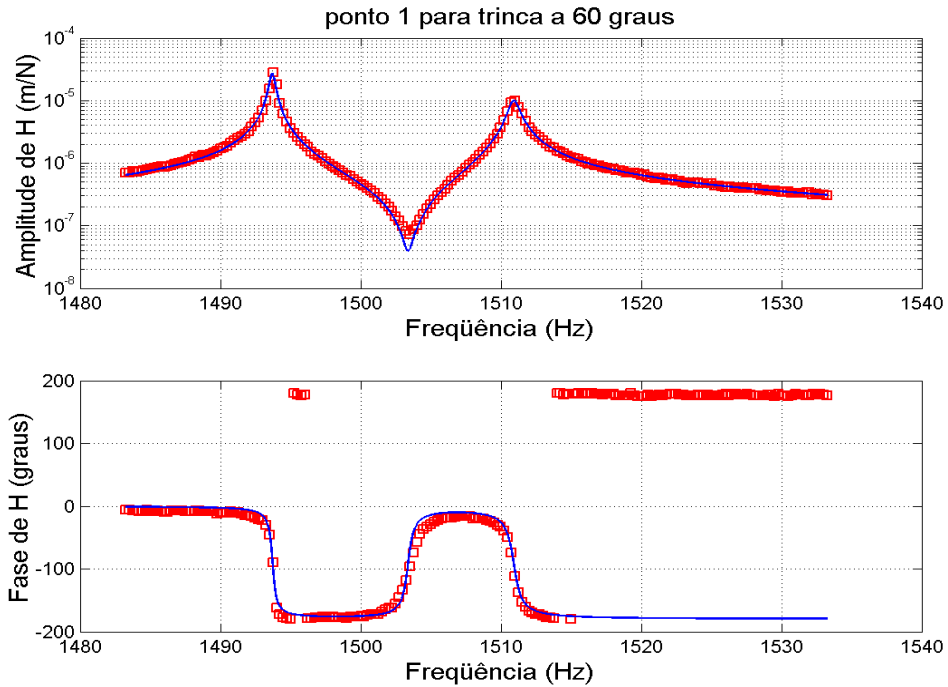


Figura 6.19: FRFs (mostrando os modos 3 e 4) para o elemento $H_{12,1}$ com o entalhe a 60° .

Observa-se na figura 6.18 que, nessa posição do eixo, a amplitude referente ao primeiro modo é maior que amplitude do segundo modo. Esse mesmo comportamento se observa na figura 6.19 para o terceiro modo de vibração, confirmando que a posição do eixo a 60° excita mais os modos ímpares, ao contrário dos casos anteriores, onde os modos pares eram mais excitados.

Essa mesma tendência é observada nas figuras 6.20 e 6.21 que mostram as formas modais obtidas para os quatro primeiros modos do eixo. A figura 6.20 mostra as formas modais para o primeiro e segundo modos e a figura 6.21 para os modos 3 e 4. Os modos ímpares são indicados em vermelho nessas figuras, enquanto que os modos pares em azul.

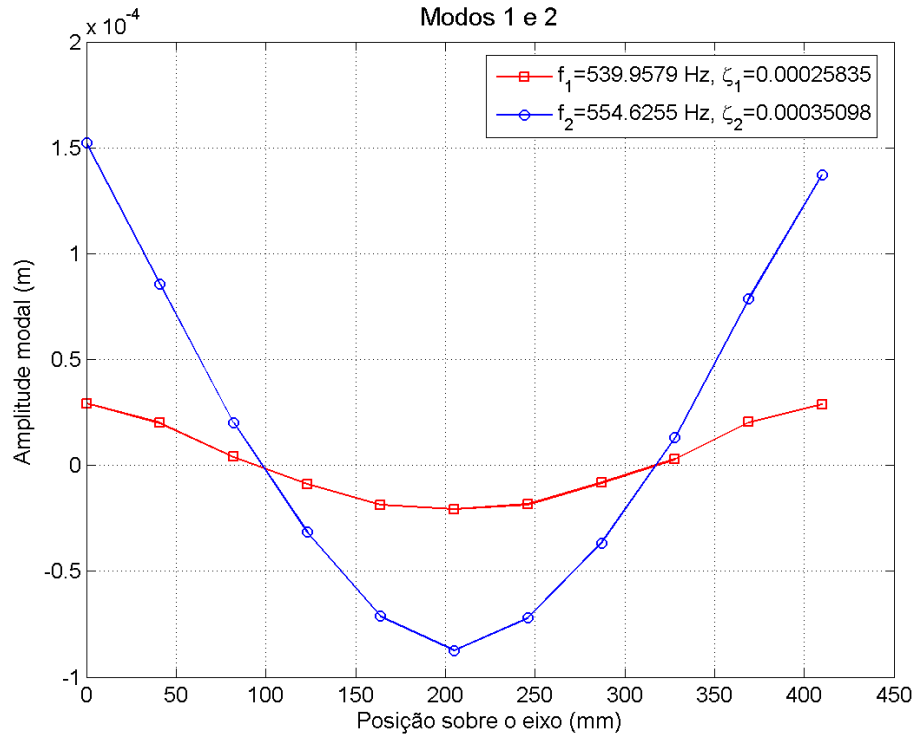


Figura 6.20: Deformadas modais do primeiro e segundo modos para a posição 60° .

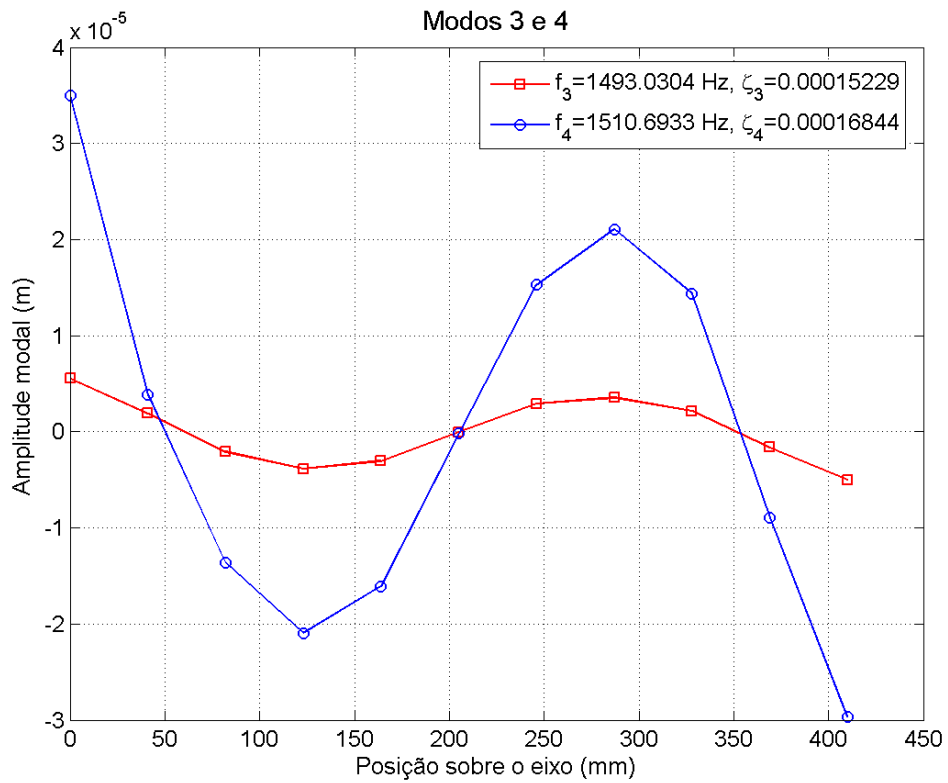


Figura 6.21: Deformadas modais do terceiro e quarto modos para a posição 60° .

As figuras apresentadas mostram a qualidade das medições e das identificações realizadas, o que pode ser confirmada com as figuras mostradas no Anexo 2.

Os valores médios e os respectivos desvios padrão para as freqüências naturais de vibração e para os amortecimentos medidos, para a posição 60° são apresentados na tabela 6.4, a seguir.

Tabela 6.4: Parâmetros modais identificados para eixo na posição 60°.

	Freqüências Naturais [Hz]		Amortecimentos	
	Valor médio	Desvio Padrão	Valor Médio	Desvio Padrão
Modo 1	540,16	0,03	$2,039 \cdot 10^{-4}$	$0,097 \cdot 10^{-4}$
Modo 2	554,56	0,02	$2,191 \cdot 10^{-4}$	$0,071 \cdot 10^{-4}$
Modo 3	1.493,83	0,06	$1,050 \cdot 10^{-4}$	$0,244 \cdot 10^{-4}$
Modo 4	1.511,01	0,24	$2,460 \cdot 10^{-4}$	$0,696 \cdot 10^{-4}$

Observamos que, com exceção dos valores de amortecimento, os valores identificados para as freqüências com o eixo na posição 60° são próximos dos valores identificados para os ângulos anteriores.

6.5 - RESULTADOS PARA A POSIÇÃO DO ENTALHE A NOVENTA GRAUS

Com o entalhe do eixo na posição 90° (conforme figura 6.1) temos um ponto de máxima excitação dos modos horizontais.

Seguindo a metodologia usada para as outras posições, apresentamos a seguir as FRFs medidas e identificadas cobrindo os quatro primeiros modos identificados para o primeiro ponto de medição com o eixo na posição 90°. As FRFs para os outros pontos de medição encontram-se no Anexo 2.

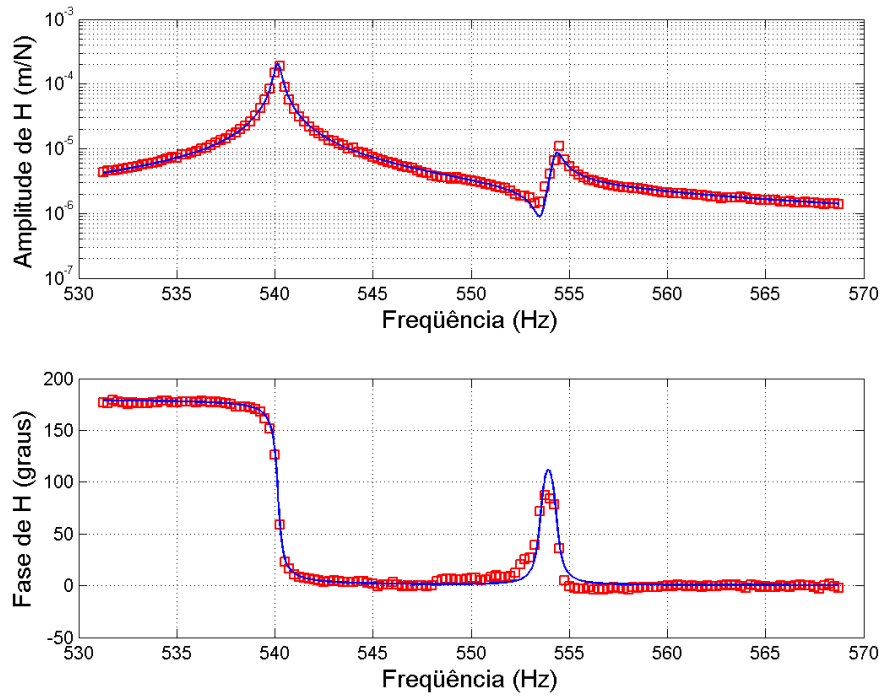


Figura 6.22: FRFs (mostrando os modos 1 e 2) para o elemento $H_{12,1}$ com o entalhe a 90° .

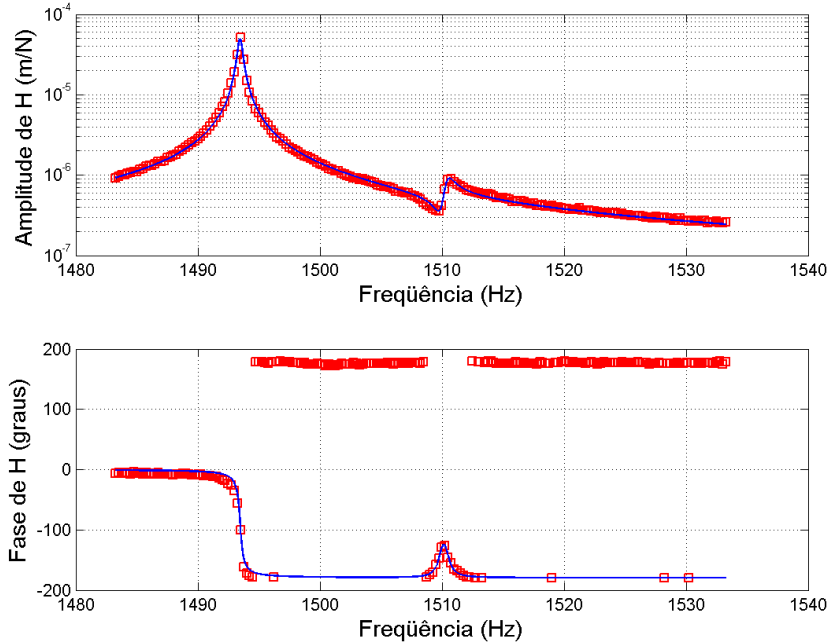


Figura 6.23: FRFs (modos 3 e 4) para o primeiro ponto de medição com o entalhe a 90° .

Observa-se na figura 6.22 que, nessa posição do eixo, a amplitude referente ao primeiro modo é bem maior que a amplitude do segundo modo. Esse mesmo

comportamento se observa na figura 6.22 para o terceiro modo de vibração. Como no caso do eixo na posição 60° vemos que nessa posição os modos ímpares são mais excitados que os modos pares. Podemos dizer que temos nas figuras 6.22 e 6.23 o contrário das FRFs para a posição 0° .

Essa mesma tendência é observada nas figuras 6.24 e 6.25 que mostram as formas modais obtidas para os quatro primeiros modos do eixo. A figura 6.24 mostra as formas modais para o primeiro e segundo modos e a figura 6.25 para os modos 3 e 4. Os modos ímpares são indicados em vermelho nessas figuras, enquanto que os modos pares em azul.

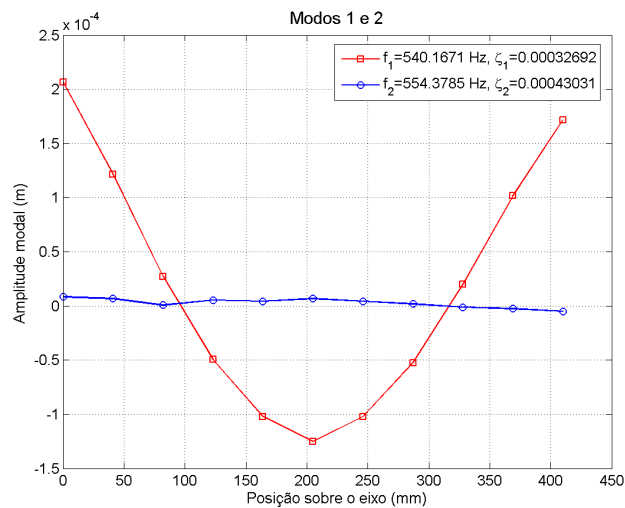


Figura 6.24: Deformadas modais do primeiro e segundo modos para a posição 90° .

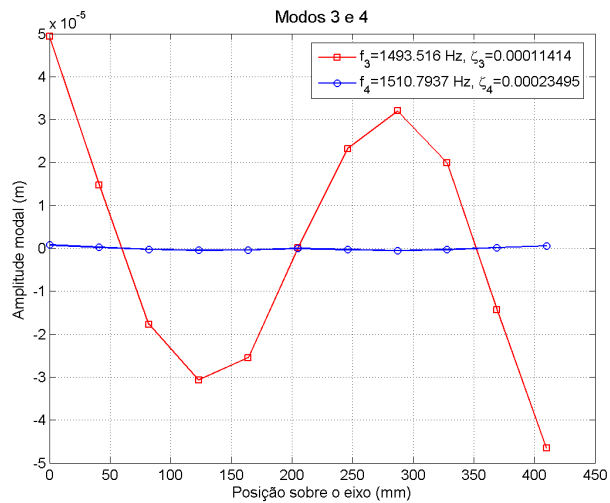


Figura 6.25: Deformadas modais do terceiro e quarto modos para a posição 90° .

As figuras apresentadas mostram a qualidade das medições e das identificações

realizadas, o que pode ser confirmada com as figuras mostradas no Anexo 2.

Os valores médios e os respectivos desvios padrão para as frequências naturais de vibração e para os amortecimentos medidos, para a posição 60° são apresentados na tabela 6.5, a seguir.

Tabela 6.5: Parâmetros modais identificados para eixo na posição 90°.

	Frequências Naturais [Hz]		Amortecimentos	
	Valor médio	Desvio Padrão	Valor Médio	Desvio Padrão
Modo 1	540,17	0,03	$3,269 \cdot 10^{-4}$	$0,097 \cdot 10^{-4}$
Modo 2	554,38	0,23	$4,303 \cdot 10^{-4}$	$0,071 \cdot 10^{-4}$
Modo 3	1.493,47	0,02	$2.383 \cdot 10^{-4}$	$0,049 \cdot 10^{-4}$
Modo 4	1.510,67	0,64	$1,528 \cdot 10^{-4}$	$1,528 \cdot 10^{-4}$

Observamos que, com exceção dos valores de amortecimento, as frequências identificadas para o ângulo de 90° são próximas das identificadas para os ângulos anteriores.

6.6 - RESULTADOS PARA A POSIÇÃO DO ENTALHE DE 120° a 180°

Os resultados anteriores mostraram a variação na amplitude das formas modais em função da posição do eixo. Observamos que a amplitude dos modos ímpares (modos horizontais) aumentou com a mudança da posição enquanto que a amplitude dos modos pares (modos verticais) diminuiu.

Considerando os ângulos de posicionamento de 120°, 150° e 180° veremos agora que a amplitude dos modos ímpares volta a diminuir enquanto que a amplitude dos modos pares volta a aumentar.

As figuras seguintes apresentam as formas modais para os quatro primeiros modos considerando os ângulos de 120°, 150° e 180°. Como anteriormente, os modos ímpares são representados em vermelho e os pares em azul.

A menos de uma pequena alteração da deformada do segundo modo para o ângulo de 180° (posição 250 mm), vemos que as deformadas modais apresentadas nas figuras de 6.26 a 6.27, construídas a partir dos parâmetros modais identificados, apresentam boa qualidade. Vemos que os resultados para 180° reproduzem a mesma tendência dos resultados para zero graus enquanto que os resultados para 150° os de 60° e os de 120° os resultados de 30°.

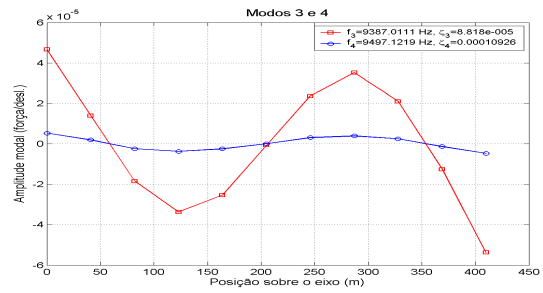
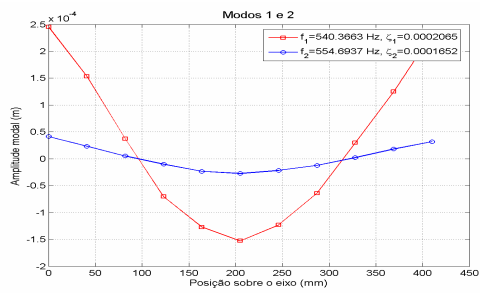


Figura 6.26: Formas modais para eixo posicionado a 120°.

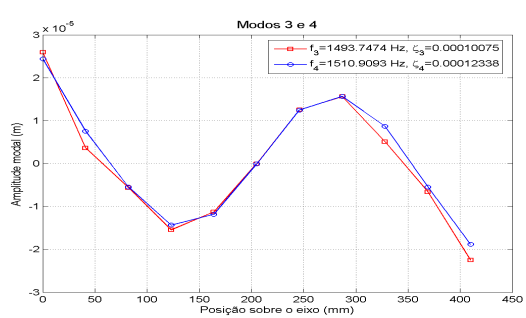
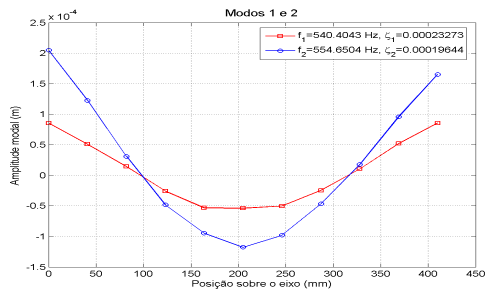


Figura 6.27: Formas modais para eixo posicionado a 150°.

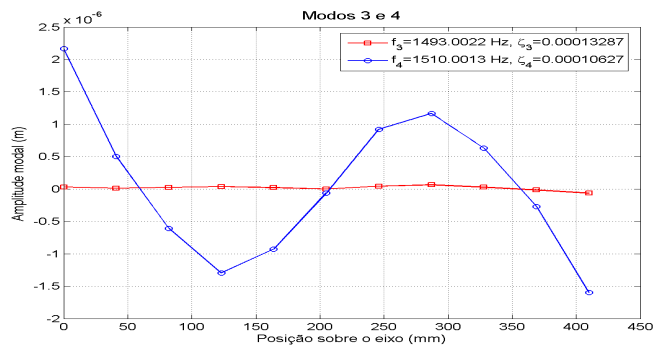
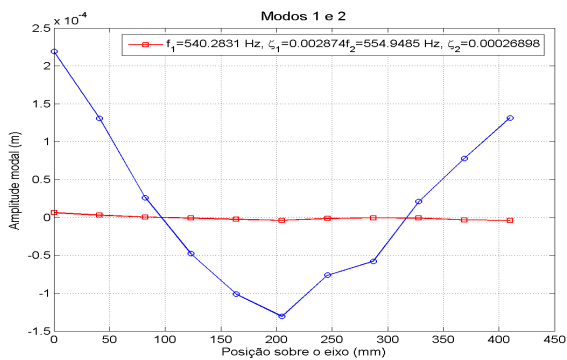


Figura 6.28: Formas modais para eixo posicionado a 180°.

6.7 - RESULTADOS PARA POSIÇÃO DO ENTALHE DE 210° a 360°

Vimos nos resultados anteriores que as amplitudes dos modos de vibração variavam de acordo com o ângulo de posicionamento do eixo de uma forma cíclica. Os resultados entre 180° e 360° confirmam esse comportamento e para evitar repetições apresentaremos a seguir apenas os gráficos demonstrando essa variação. Tomamos como referência o primeiro ponto de medição ao longo do eixo, evitando nós de vibração, que dificultam o processo de identificação, como visto no item 6.1.

Desta forma, os gráficos seguintes mostram a variação da amplitude de vibração para cada modo no ponto um em função do ângulo de posicionamento do eixo.

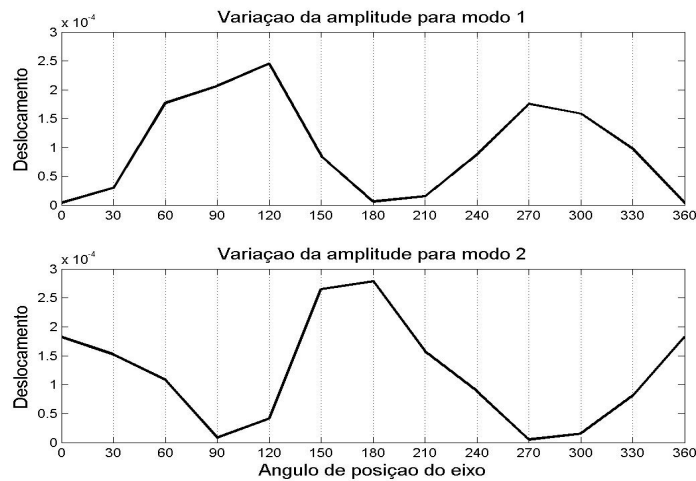


Figura 6.29: Variação das amplitudes dos modos 1 e 2 em função da posição do eixo.

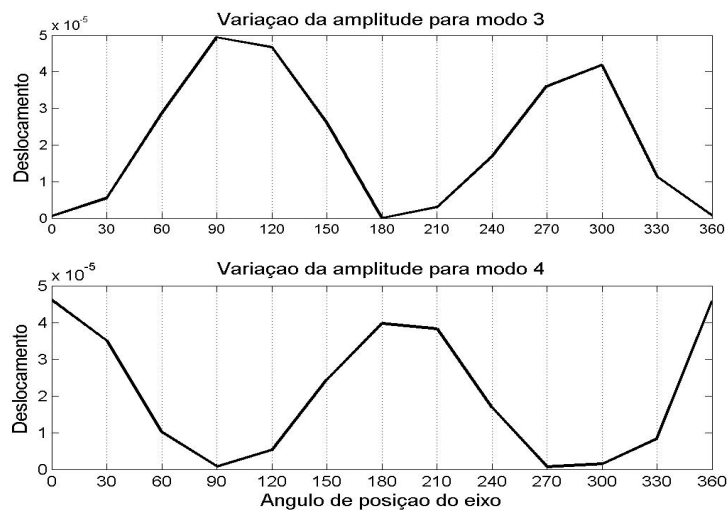


Fig. 6.30: Variação das amplitudes dos modos três e quatro em função da posição do eixo.

A qualidade das figuras é comprometida pelas condições experimentais, que apesar de se tentar evitar modificações entre um ensaio e outro, considera-se impossível manter as mesmas condições de ensaio para as análises modais nas diferentes posições. Contudo, as figuras servem para mostrar o comportamento cíclico da excitação dos modos de vibração.

6.8 - ANÁLISE DA VARIAÇÃO DAS FREQUÊNCIAS NATURAIS

Nesse item fazemos a comparação das frequências naturais identificadas para cada posição com os valores das frequências naturais do eixo sem entalhe.

A tabela seguinte apresenta os valores de frequência identificados para cada posição do eixo com entalhe, bem como o valor médio e os valores para o eixo sem entalhe.

Tabela 6.6: Frequências naturais identificadas para várias posições do eixo

Posição do eixo	Frequências naturais em Hz			
	Primeiro modo	Segundo modo	Terceiro modo	Quarto modo
0	539,91	554,63	1493,15	1510,87
30	539,95	554,62	1493,03	1510,76
60	540,16	554,56	1493,83	1511,01
90	540,17	554,38	1493,47	1510,67
120	540,64	554,97	1494,75	1512,28
150	540,40	554,65	1493,75	1510,91
180	540,28	554,94	1493,00	1510,00
210	540,17	554,91	1493,43	1510,69
240	540,54	554,96	1494,31	1511,92
270	540,41	554,66	1493,91	1511,24
300	540,48	554,79	1494,20	1511,43
330	540,16	554,57	1493,56	1510,81
360	539,91	554,63	1493,13	1510,79
Média	540,24	554,71	1493,66	1511,03
Sem Trinca	Primeiro modo		Segundo modo	
	554,22 ($\sigma = 0,08$)		1.507,92 ($\sigma = 0,60$)	

Os valores para o eixo sem entalhe foram obtidos também por análise modal de um eixo idêntico ao entalhado (a menos do entalhe), com as mesmas dimensões e do mesmo material, fabricado nas mesmas condições de máquinas e ferramentas. O procedimento de identificação foi o mesmo usado para os eixos entalhados e as formas modais identificadas foram mostradas nas figuras 6.3 e 6.4 no item 6.1 desse capítulo.

Considerando os resultados obtidos, podemos observar que a presença do entalhe, como já comentado, afasta as frequências dos modos de flexão verticais e horizontais, que no eixo sem entalhe apresentam frequências idênticas.

Vemos que os modos do eixo entalhado apresentam frequências próximas da do eixo sem entalhe com diferença máxima da ordem de 2,5 % .

Considerando os resultados obtidos podemos concluir que a presença do entalhe modifica as frequências de vibração do eixo, comparando as frequências naturais do eixo com e sem entalhe. Verificamos também que as amplitudes de vibração dos modos no plano vertical e horizontal variam em função da posição do eixo (ângulo do entalhe em relação a uma posição de referência) pois são excitados de forma diferente já que a excitação se dá sempre no plano vertical. No item seguinte faremos uma avaliação da variação da rigidez do eixo em função do ângulo de posição do entalhe, tentando verificar a relação entre o comportamento observado para o eixo entalhado e a rigidez do mesmo.

6.9 - AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DA VARIAÇÃO DA RIGIDEZ DO EIXO

A presença de uma trinca causa uma redução local da rigidez do elemento trincado devido à diminuição da seção transversal do mesmo. Além disso, em eixos rotativos trincados, devido ao fato da trinca implicar em uma assimetria da seção transversal, a trinca causará a variação da rigidez do eixo durante a rotação desse último.

Nesse item é feita a avaliação experimental da forma de variação da rigidez de um eixo, com um entalhe reto transversal à seção circular do mesmo, em função de sua rotação.

Como o objetivo é apenas uma avaliação do fenômeno e a verificação da forma de variação, os ensaios foram feitos estaticamente, aplicando-se uma força conhecida sobre o eixo e medindo-se a deflexão do mesmo usando um relógio comparador. Foram feitas medições para diferentes ângulos de posicionamento da trinca e para cada ângulo foram aplicadas diferentes cargas e medidas as respectivas deflexões. Dessa forma, a rigidez para cada ângulo de posição da trinca foi obtida pelo ângulo de inclinação da reta ajustada aos pares força-deslocamento medidos.

Foram aplicadas cargas de 76,70; 125,75; 174,80; 223,85; 272,90; 321,95; 371,00; 420,05 [N], usando massas calibradas e um suporte de massa também conhecida, conforme mostrado na figura 6.29.



(a) montagem experimental



(b) detalhe do entalhe simulando a trinca

Fig. 6.31: Montagem usada para levantamento experimental da variação da rigidez do eixo

O controle do ângulo de posicionamento da trinca foi feito usando marcações de 30 em 30 graus, feitas na superfície do eixo e uma ponta fixa vertical. Para as marcações na superfície do eixo foi usado um dispositivo cabeçote divisor, garantindo a correta divisão da seção circular do eixo em 12 partes. A posição da trinca correspondente ao ângulo zero é aquela onde o entalhe, simulando a trinca, é posicionado paralelamente à direção de aplicação da força como mostra a figura 6.30.

Os valores obtidos para a rigidez em função do ângulo de posicionamento do entalhe são mostrados na tabela 6.7. Na figura 6.31 é mostrada a curva de variação da rigidez em função do ângulo de posicionamento do entalhe obtida experimentalmente e a curva obtida através de simulação usando elementos finitos. Mostram-se apenas os resultados para os ângulos de 0° a 180° considerando que se observou que a curva se repete de forma idêntica para o restante dos valores.

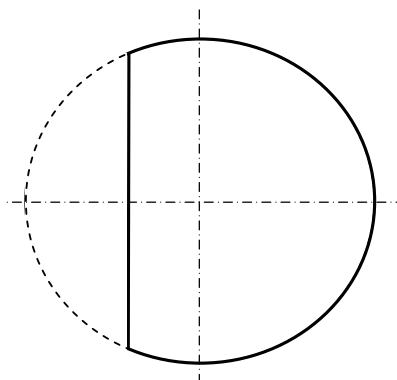


Figura 6.32: Seção transversal do eixo na região do entalhe correspondente ao ângulo zero.

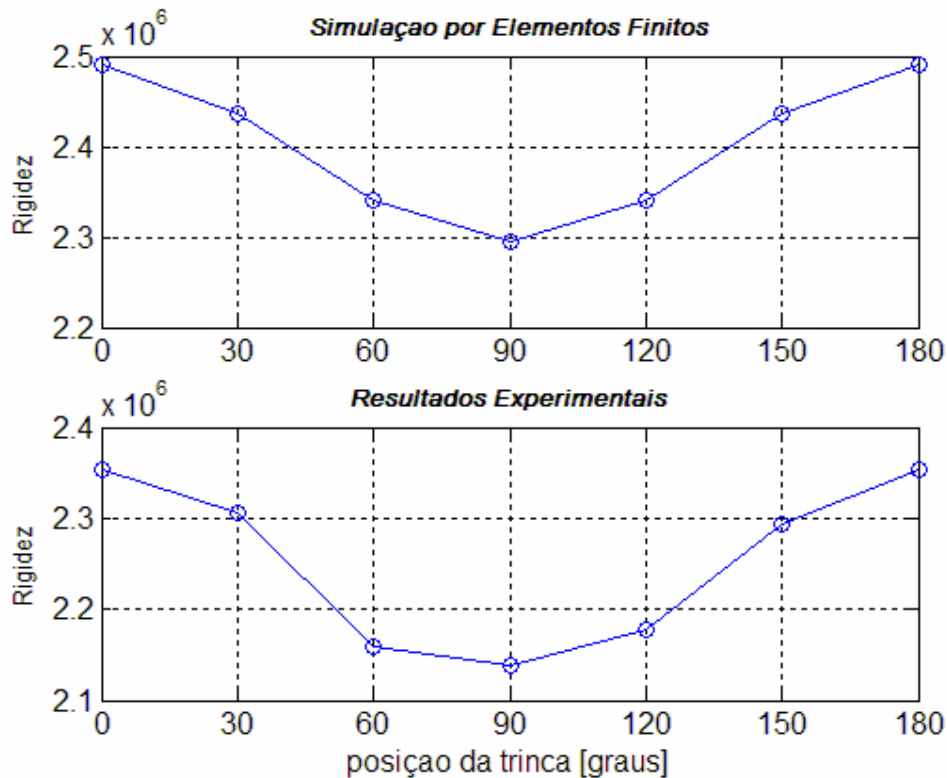


Fig. 6.33: Variação da rigidez do eixo em função do ângulo de posicionamento do entalhe.

Os resultados experimentais foram obtidos usando-se a média de quatro medições para cada par força-deslocamento e determinando-se a inclinação da reta ajustada, usando o MATLAB e uma rotina de interpolação linear.

A diferença entre os valores obtidos experimentalmente e usando o método de elementos finitos se dá devido ao valor do módulo de elasticidade usado na simulação EF. Contudo, os resultados mostram satisfatória concordância na indicação da forma de variação da rigidez em função do ângulo de posicionamento da trinca cumprindo o objetivo do experimento.

Os resultados obtidos mostram que a variação da rigidez do eixo na direção vertical (medida estaticamente) segue o mesmo padrão de comportamento da variação da amplitude de vibração dos modos ímpares das figuras 6.26 e 6.27 (modos de vibração verticais) em função do ângulo de posição do entalhe. Essa observação confirma que a variação no comportamento dinâmico do eixo, em relação ao eixo sem entalhe, se dá pela variação da rigidez causada pela não simetria da secção transversal do mesmo.

Pode-se concluir, considerando eixos rotativos, que a FRF de um eixo com entalhe varia durante uma rotação segundo o padrão das figuras 6.26 e 6.27, apresentando uma

frequência de variação da amplitude de excitação dos modos de duas vezes a frequência de rotação do eixo, visto que temos dois ciclos de variação da excitação para uma rotação completa do eixo entalhado.

Esse mesmo comportamento é relatado na literatura, conforme os trabalhos de Sinou e Lees (2005).

6.10 – AVALIAÇÃO DA VARIAÇÃO DE I DA SEÇÃO COM ENTALHE

Com o objetivo de avaliar a influência da variação do segundo momento de área (momento de inércia) da seção com entalhe no comportamento dinâmico do eixo ensaiado será feito nesse item o cálculo analítico do momento de inércia de área dessa seção.

Apresentamos a seguir o cálculo do momento de inércia da seção do eixo no local do entalhe e no sub-item seguinte à determinação da expressão da variação desse momento segundo o ângulo de posição do eixo.

6.10.1 - Cálculo do momento de inércia da seção trincada

Considerando um sistema de referência fixado ao eixo no centro da seção circular não trincada como mostra a figura 6.32, fazemos aqui o cálculo dos momentos de inércia da seção trincada em relação ao eixo vertical (y) e horizontal (x), indicados respectivamente como: I_{xst} e I_{yst} . Nesse cálculo considerou-se o entalhe posicionado na parte superior do eixo (figura 6.32) e assim, a simetria da seção com relação ao eixo vertical implica que, nesse caso, os produtos de inércia são nulos.

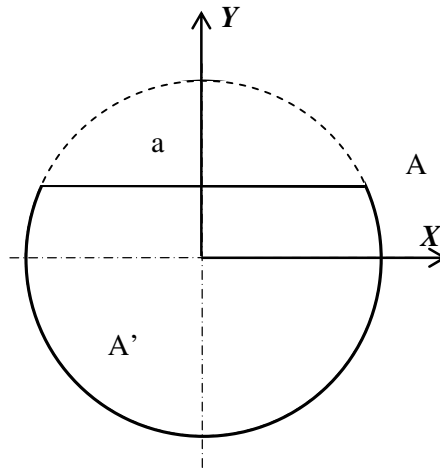


Figura 6.34: Cálculo do Momento de Inércia da secção com entalhe

O momento de inércia da secção entalhada é calculado subtraindo-se do momento de inércia do círculo o momento de inércia do setor circular. Assim temos:

$$I_{Xst} = I_{Xc} - I_X \quad \text{e} \quad I_{Yst} = I_{Yc} - I_Y$$

com: I_{Xst} , momento de inércia da secção trincada (st) em relação a X;
 I_{Xc} , momento de inércia da circunferência (c) em relação a X;
 I_X , momento de inércia do setor circular em relação a X;
 I_{Yst} , momento de inércia da secção trincada (st) em relação a Y;
 I_{Yc} , momento de inércia da circunferência (c) em relação a Y;
 I_Y , momento de inércia do setor circular em relação a Y;

O Momento de inércia do setor circular com relação aos eixos principais X e Y são calculados usando o teorema dos eixos paralelos:

$$I_x = I_x + ad_y^2 \quad \text{e} \quad I_y = I_y + ad_x^2$$

onde: I_x , momento de inércia da área do setor circular em relação a x;
 I_y , momento de inércia do setor circular em relação a y;
a, área do setor circular;
d, distância do centróide do setor circular ao eixo principal;

Assim, temos para a horizontal:

- momento de inércia da área do setor circular em relação a x

$$I_x = r^4 / 48(12\theta - 8\text{sen}(2\theta) + \text{sen}(4\theta)),$$

sendo $\theta = a \cos(4/10)$ e $r = 10\text{mm}$

$$I_x = 1468,4\text{mm}^4.$$

- área do segmento circular

$$a = r^2(2\theta - \text{sen}(2\theta))/2$$

$$a = 79,2673\text{mm}^2$$

- distância do centróide do setor circular ao eixo principal

$$d = 4r\text{sen}^3\theta / 3(2\theta - \text{sen}(2\theta))$$

$$d = 6,4749\text{mm}$$

- momento de inércia do setor circular em relação a X

$$I_x = 1981,7\text{mm}^4$$

- momento de inércia da circunferência (c) em relação a X

$$I_{xc} = \pi r^4 / 4 \quad I_{xc} = 7854\text{mm}^4$$

- momento de inércia da secção trincada (st) em relação a X;

$$I_{xst} = 5872,3\text{mm}^4$$

Para a direção vertical, considerando a simetria, temos que $I_y = I_x$, então:

- momento de inércia do setor circular em relação a y e Y

$$I_y = r^4 / 16(4\theta - \text{sen}(4\theta)) - 8/9r^4\text{sen}^6\theta / (2\theta - \text{sen}(2\theta)),$$

sendo $\theta = a \cos(4/10)$ e $r = 10\text{mm}$

$$I_y = I_x = 9,7676\text{mm}^4$$

- momento de inércia da secção trincada (st) em relação a Y

$$I_{yst} = I_{yc} - I_y \quad \text{sendo: } I_{yc} = 7854\text{mm}^4$$

$$I_{yst} = 7844,2324\text{mm}^4$$

6.10.2 - Expressão da variação do momento de inércia em função da posição do eixo

Considerando a rotação do eixo trincado podemos afirmar que o momento de inércia de área (também conhecido como segundo momento) varia em função do ângulo α de rotação.

Temos que os momentos de inércia I_{XF} e I_{YF} , em relação a um sistema de referência rotacionado de um ângulo α , são dados por Timoshenko:

$$I_{YF} = I_{Xst} \text{sen}^2 \alpha + I_{Yst} \cos^2 \alpha + 2I_{XYst} \text{sen} \alpha \cos \alpha$$

$$I_{XF} = I_{Xst} \cos^2 \alpha + I_{Yst} \text{sen}^2 \alpha - 2I_{XYst} \text{sen} \alpha \cos \alpha$$

Onde I_{Xst} e I_{Yst} são os momentos de inércia no referencial fixo e I_{XYst} é o produto de inércia também no referencial fixo (sem rotação).

Dada a simetria da seção trincada temos que o produto de inércia I_{XYst} é nulo. Assim os momentos de inércia em função do ângulo α são:

$$I_{YF} = I_{Xst} \text{sen}^2 \alpha + I_{Yst} \cos^2 \alpha$$

$$I_{XF} = I_{Xst} \cos^2 \alpha + I_{Yst} \text{sen}^2 \alpha$$

Dessa forma para o eixo usado em nossos experimentos a variação dos momentos de inércia em função do ângulo de posição do entalhe são mostrados na figura seguinte:

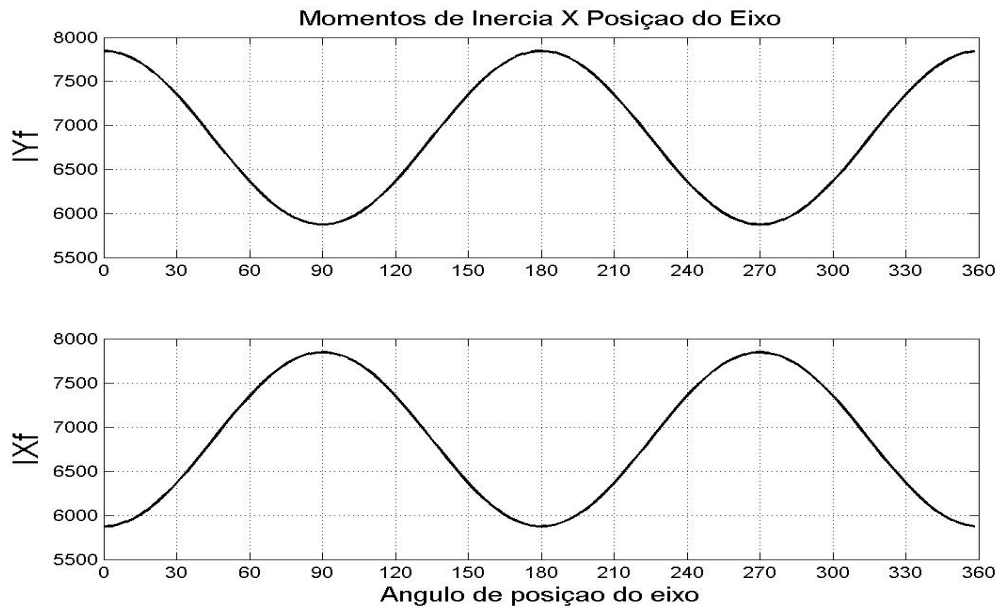


Figura 6.35: Variação dos momentos de inércia de área em função da posição do eixo.

7 – COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES

Com o objetivo de melhor compreender o comportamento dinâmico de um eixo rotativo trincado, para fins de manutenção preditiva, foi feita a análise modal experimental de um eixo cilíndrico com um entalhe transversal de pequenas dimensões simulando a presença de uma trinca transversal.

As técnicas de manutenção preditiva permitem identificar a presença de defeitos no funcionamento de máquinas e equipamentos pela monitoração da vibração dos mesmos e a observação de modificações causadas no espectro de frequência de vibração dessas máquinas, associando essas modificações a defeitos típicos.

A identificação de defeitos em máquinas rotativas usando monitoração de vibração usa do fato de que a presença de defeitos implica em modificações nos espectros de frequência medidos, introduzindo novas frequências ou modificando o aspecto geral dos espectros. Assim foi realizada uma breve revisão bibliográfica sobre a manutenção preditiva e a identificação de defeitos em máquinas rotativas.

No tocante especificamente à identificação da presença de trincas em eixos rotativos, a revisão bibliográfica mostrou a diversidade de métodos existentes e a dificuldade de garantia de eficiência comum a todos esses métodos. Devido à baixa influência da trinca no comportamento dinâmico geral, os métodos tradicionais da manutenção preditiva não se mostraram eficientes.

O estudo experimental realizado nesse trabalho de mestrado visou melhor compreender a influência da presença da trinca na modificação do espectro de vibrações da máquina, mais especificadamente na modificação das frequências de vibração.

Com o objetivo de verificar a influência da presença da trinca no espectro de frequência da máquina, foi realizada a análise modal de um eixo, de secção transversal circular com um entalhe de pequenas dimensões fabricado por eletroerosão. Os ensaios de análise modal foram realizados para diferentes ângulos de posicionamento do entalhe simulando a trinca, de modo a se avaliar a variação das frequências naturais de vibração e a forma das respectivas Funções de Resposta em Frequência (FRF) com o objetivo de identificar alguma tendência comportamental que permitisse o estabelecimento de padrões para uso em procedimentos de manutenção preditiva.

O eixo foi ensaiado na condição livre-livre usando-se teste com martelo de impacto. As FRFs medidas foram tratadas usando o método de ajuste modo a modo minimizando-se o erro entre os valores experimentais e identificados usando-se o método de mínimos

quadrados por meio de rotinas Matlab disponíveis no Laboratório de Vibrações e Dinâmica de Estruturas da UnB. Foram identificadas as frequências naturais de vibração, para os quatro primeiros modos de vibração do eixo, bem como os amortecimentos e as formas modais.

Foram realizados ensaios para diferentes ângulos de posição do entalhe e para cada posição foram realizadas medidas em onze pontos ao longo do comprimento do eixo. Para cada ponto foram realizadas médias de dez leituras. Os resultados obtidos mostraram a validade e qualidade dos ensaios realizados para os objetivos desse trabalho. As rotinas de identificação permitiram a determinação dos parâmetros modais e a reconstrução das formas modais com alto grau de coerência.

A análise modal do eixo sem entalhe mostrou que os dois primeiros modos de vibração de flexão no plano vertical desse possuem frequências naturais de 554,22 Hz e 1507,92 Hz, sendo que os modos de vibração de flexão no plano horizontal possuem frequências idênticas a essas. A análise modal do eixo entalhado permitiu a identificação de frequências naturais próximas das do eixo sem entalhe, contudo, foi observado o afastamento das frequências dos modos verticais e horizontais, que devido a não simetria do eixo entalhado não eram mais coincidentes. A não simetria da seção transversal do eixo entalhado causa a excitação dos modos de vibração nos planos principais perpendiculares levando a modificação das FRFs e do valor das frequências naturais.

Considerando os valores médios de cada ensaio (para os diferentes ângulos de posicionamento da trinca) observou-se que as frequências de vibração não sofrem influência do ângulo, como era de se esperar, de modo que a média dos valores médios de cada ensaio foi calculada. Os valores obtidos indicaram o entalhe levou a uma modificação das frequências naturais da ordem de 2,5 %. Esse resultado aponta para a dificuldade de se identificar a presença de trincas analisando-se apenas a modificação no valor das frequências de vibração. A realização de um entalhe de profundidade da ordem de 30 % do diâmetro do eixo implicou em uma modificação máxima de apenas 2,5 % nas frequências naturais. Contudo, esse resultado permite estabelecer uma faixa de frequência em torno das frequências naturais do eixo sem trinca na qual deve-se fazer a monitoração de forma mais específica.

A observação das FRFs medidas e identificadas permitiu visualizar a variação da amplitude de excitação dos modos perpendiculares ao longo da rotação do eixo. Verificou-se que a relação entre as amplitudes dos modos em planos principais perpendiculares varia em função do ângulo de posicionamento do entalhe crescendo e decrescendo de forma

cíclica com uma frequência de duas vezes a rotação do eixo. Isso é, foi observado que a relação de amplitude dos modos passa pelo máximo e pelo mínimo duas vezes em um ciclo de 360°.

Por meio de ensaios estáticos confirmou-se que esse comportamento está relacionado à variação da rigidez do eixo em função do ângulo de posicionamento do entalhe e resultados analíticos mostram que o segundo momento de área da seção transversal entalhada também varia da mesma forma.

Assim, verificou-se experimentalmente que a presença do entalhe implica na variação da excitação do modo numa frequência igual a duas vezes a frequência de rotação do eixo. Esse comportamento pode ser aproveitado em rotinas de monitoração considerando a possibilidade de medição das órbitas de vibração e a avaliação do comportamento das mesmas.

Desta forma, o presente trabalho de mestrado permitiu por meio da análise modal experimental determinar o comportamento dinâmico de um eixo entalhado considerando diferentes posições angulares para o entalhe. Verificou-se que a presença do entalhe simulando a trinca separa as frequências de vibração em uma faixa de medição, evidenciando os pares de frequência associadas a modos em planos principais perpendiculares que apresentam variação cíclica na amplitude de vibração com frequência de duas vezes a rotação do eixo. Verificou-se que essa variação cíclica está relacionada diretamente ao momento de inércia de área da seção transversal do eixo ao longo de uma rotação em relação a um referencial fixo de medição.

Assim, esse trabalho permitiu verificar que apesar da pequena influência da presença do entalhe nos valores de frequência, o mesmo implica na duplicação de frequências e na introdução de um comportamento cíclico para a amplitude de excitação dos modos em planos principais perpendiculares, que pode ser usado em rotinas de manutenção preditiva.

De maneira a dar continuidade a esse trabalho inicial sugere-se que sejam avaliados eixos com diferentes profundidades de entalhe de forma a associar a modificação da FRF com a profundidade do entalhe.

Considerando a maior dificuldade experimental dos ensaios realizados, a saber a garantia do correto ângulo de excitação e medição na análise modal, sugere-se que o eixo ensaiado seja modificado de modo a apresentar superfícies planas de pequena dimensão usinadas de forma a garantir planos de medição nos ângulos exatos necessários para o

estudo. Isso poderia ser feito talvez com o uso de um parafuso com cabeça apresentando planos no número de ângulos necessários para as medições.

Sugere-se também que sejam realizados ensaios posteriores usando a bancada de testes de rotores do Laboratório de Vibrações da UnB de modo a se medir as órbitas indicativas do comportamento do eixo. Acredita-se que essa avaliação permitirá associar a variação do momento de inércia de área a algum aspecto do sinal medido facilitando a identificação da presença de trinca em eixos rotativos.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Adams, R. D., Cawley, P., Pye, C. J., Stone, B. J. “A vibration technique for non-destructively assessing the integrity of structures”. *J. Mech. Engng Sci.*, 1978 1979.
- Almeida, M. T. e Góz, R. D. S., “Análise e controle de vibração nos sistemas mecânicos”; FUPAI/EFEI, Itajubá.
- Almeida, M. T. e Góz, R. D. S., “Análise e medidas de vibrações em máquinas”; FUPAI, Itajubá, 1988, 252 p.
- Almeida, Marcio Tadeu de. “Manutenção preditiva: benefícios e lucratividade”. Recuperado da Internet em 27/03/2007, pelo site: www.mtaev.com.br/download/mnt2.pdf
- Anifantis, N., Aspragathos, N., Dimarogonas, A. D., “Diagnosis of cracks on concrete frames due to earthquake by vibration response analysis”. *3rd Int. Symp. of the Int. Measurements Federation (IMEKO)*, Moscou, 1983.
- Anifantis, N., Rizos, P., Dimarogonas, A. “Identification of cracks on beams by vibration analysis”. *Rotating Machinery Dynamics*, vol. 1, *11th Biennial Conf. on Mech. Vibration and Noise*, A. S. M. E., DE, vol. 2, pp189-197, Boston, 1987.
- Arato Junior, Adyles. “Manutenção preditiva usando análise de vibrações”. Editora Manole, São Paulo, 2004.
- Araujo Gomez, A. J. M. and Montalvao e Silva, J. M. “Experimental determination of the influence of the cross-section size in the dynamic behaviour of cracked beams”. *Proc. IMMDC2*, Los Angeles, U.S.A., 1990, pp 124-130.
- Arndt, M., “O método dos elementos compostos aplicados à análise de vibrações”. Dissertação de Mestrado, Curitiba, 2001.
- Bently, D. E., Hatch, C. T., Grissom, B., 1986 e 2002. “Fundamentals of Rotating Machinery Diagnostics. Bently Pressurized Bearing Press. Cássio Sigaud. Rio de Janeiro, 1978.
- Chondros, T. G., Dimarogonas, A. D. “Identification of cracks in circular plates welded at the contour”. *A. S. M. E. Design Engng Technical Conf.*, Paper 79-DET-106, St. Louis, 1979.
- Chondros, T. G., Dimarogonas, A. D. “Identification of cracks in welded joints of complex structures”. *Journal Sound and Vibration*, 1980, vol. 69, pp 531-538.
- Chondros, T. “Dynamics of cracked structures”. *Dr. Engng Thesis*, University of Patras, Greece, 1981.

- Chondros, T. “Dynamic response of cracked beams”. *Dipl. Engng. Thesis*, University of Patras, Greece, 1997.
- Cwley, P., Adams, R. D., “Defect location in structures by a vibration technique”. *A. S. M. E. Design Engng Technical Conf.*, St. Louis, Paper 79-DET-46, 1979.
- Cwley, P., Adams, R. D., “The location of defects in structures from measurements of natural frequencies”. *J. Strain Anal.*, 1979, vol. 14(2), pp 127-135.
- Dewell, D. L. e Mitchell, L. D., “Detection of a misaligned disk coupling using spectrum analysis”; *Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design*, vol. 106, pp 9-16; janeiro 1984.
- Dimarogonas, A. D. “Dynamic response of cracked rotors”. *General Electric Co., Internal report, Schenectady, NY, U.S.A.*, 1970.
- Dimarogonas, A. D. “Dynamics of cracked shafts”. *General Electric Co., Internal report, Schenectady, NY, U.S.A.*, 1971.
- Dimarogonas, A. D. e Haddad, S., “Vibration for engineers”, *Prentice Hall*, New Jersey, 1992, 749 p.
- Dimarogonas, A. D., “Vibration of cracked structures: a capte of the art review”; *Engineering Fracture Mechanics*, vol. 55, No. 5, pp.831-857,1996.
- Friswell, M. I., Penny, J. E. T. P., 2002. “Crack modeling for structural health monitoring”. *International Journal of Structural Health Monitoring* 1(2), 139-148.
- Gasch, R., Liao, M., Process for the Early Detection of a crack in a Rotating Shaft. US Patent, n.5,533,400,1996.
- Gomez, A. J. M. A. and Montalvao e Silva, J. M. “Theoretical and experimental data on crack depth effects in the dynamic beahviour of free-free beams”. *Int. Modal Anal. Conf.* , *IMAC*, vol. 9, Union Coll, Schenectady, NY, U.S.A., 1991, pp 274-283.
- Hartog, Den e Pieter Jacob. “Vibrações nos sistemas mecânicos”; traduzido por Irwin, G. R., “Analysis of stesses and strains near the end of a crack traversing a plate”; *J. Appl. Mech.*, 1957, 24, 361-364.
- Lima Jr., J. J., “Estudo comparativo entre diagnóstico de defeitos em máquinas rotativas por órbita e por espectro de freqüência, usando aquisição de dados”; *Dissertação de Mestrado, EFEI, Itajubá*, 1990, 142 p.
- Luongo, A., “Mode localization by structural imperfections in one-dimensional continuous systems”. *J. Sound Vibration*, 1992, vol. 155, pp 249-271.
- Nepomuceno, L. X., “Técnicas de manutenção Preditiva”, Ed. Edgard Blucher, São Paulo, 1989, 807 p.

- Penny, J. E. T. P., Friswell, M. I., 2003. "Simplified modelling of rotor cracks". *Key Engineering Materials* 245, 223-232.
- Pye, C. J., Adams, R. D., "A vibration method for the determination of stress intensity factors". *Engng Fracture Mech.*, 1982, vol. 16, pp 433-445.
- Risos, P. F., Dimarogonas, A. D., "Identification of cracks in beams by vibration analysis". *Int. Fed. Automatic Control (IFAC Symp.)*, Athens, Greece, 1988.
- Risos, P. F., Aspragathos, N., Dimarogonas, A. D., "Identification of crack location and magnitude in a cantilever beam from the vibration modes". *J. Sound Vibration*, 1990, vol. 138, 381-388.
- Sabnavis, "Cracked shaft detecton and dianostics: a literature review. The Shock and vibration Digest, v. 36, n.4,p.287-296,jul.2004.
- Silva, J. M. M., Gomez, A. J. M. A. "Experimental dynamic analysis of cracked free-free beams". *Exp. Mech.* 1990, vol.30, pp 20-25.
- Sinou, J. J., Lees, A. W., 2005. "Influence of cracks in rotatings shafts". *Journal of Sound and Vibration* 285 (4-5), 1015-1037.
- Sinou, J.J., Lees, A. W., *European Journal of Mechanics A/Solids* 26, 2007 152-170.
- Thomson, W. T. "Teoria da vibração com aplicações"; tradução: Cássio Sigaup – Rio de Janeiro: Interciência, 1978.
- Wendtland, D. "Anderung der biegeeigen frequenzen einer idealisierten schaufel durch risse". *Dr. Ing Thesis*. University of Karlsruhe, 1972.
- Yuen, M. M. F., "A numerical study of the eigenparameters of a damaged cantilever". *J. Sound Vibration*, 1985, vol.103, pp 301-310.

ANEXO I

A – FUNDAMENTO DE VIBRAÇÕES

A.1 - Movimento vibratório: conceituação, medição e análise

Muitas máquinas e estruturas constituem sistemas físicos sujeitos ao fenômeno de vibração, tais como: automóveis, aviões, navios, motores, equipamentos industriais, turbinas, tubulações, edifícios, torres, postes de iluminações e chaminés. Pode-se observar que em alguns destes sistemas a vibração é indesejável e busca-se reduzi-la. No entanto, para outros, a vibração é essencial e busca-se explorá-la (Arndt, 2001).

Durante muitos anos o estudo das vibrações foi assunto pesquisado apenas por físicos e matemáticos. Arndt (2001) assinala que o aumento da qualidade dos materiais e também dos processos de fabricações, levou os sistemas físicos empregados pelos engenheiros a serem cada vez mais sensíveis às vibrações. Daí o estudo das vibrações passou a ter importância também na área da engenharia.

Segundo este mesmo autor, na engenharia estrutural a descoberta de materiais mais resistentes e leves que os convencionais, tem permitido que as estruturas sejam mais leves e robustas. Os efeitos dinâmicos sobre estas estruturas são cada vez mais significativos, tornando em diversos casos, imprescindível a utilização da análise de vibrações na fase de projeto.

Independente do carregamento, toda máquina ou estrutura possui características dinâmicas próprias, que são as frequências com os modos naturais de vibração. Estas características exercem grande influência no modo como o sistema responde às cargas dinâmicas e podem ser obtidas através de uma análise de vibração livre.

Pode-se afirmar, então, que o estudo da vibração visa determinar a relação entre os movimentos oscilatórios dos corpos e as forças a que estes estão submetidos. Portanto a capacidade de vibração de um corpo está voltada principalmente para a sua massa e elasticidade.

A seguir apresentam-se os conceitos básicos de vibrações, medição e análise.

A.1.1 – Conceito de Vibração

De acordo com Hartog (1972), vibração é o entendimento geral de um movimento periódico, ou seja, é um movimento que se repete em todos os pormenores após certo intervalo de tempo T chamado de período da vibração.

As vibrações se originam do movimento dos componentes sendo associadas a causas específicas. Para possibilitar um diagnóstico da origem das vibrações encontradas em uma máquina, é necessário conhecer quais as características da vibração decorrentes das diversas combinações, causas e comportamentos.

Nas máquinas em funcionamento existe uma diversidade de componentes vibrando em frequências diferentes, de modo que estas vibrações se alternam, ou seja, ao mesmo tempo se somam e se subtraem, formando um espectro em função do tempo, no qual não se consegue visualizar cada componente com suas vibrações características.

A importância em se conhecer as características dos sinais de vibração é fundamental para ampliar a capacidade de análise dos problemas mecânicos, que venham a surgir na máquina, correspondentes a respostas específicas de vibração. O processo de separação dos sinais de vibração em componentes individuais, no domínio da frequência, é chamado de análise de frequência (Almeida e Góz, 2000).

Conforme Arato Junior (2004) existem várias maneiras de se definir o movimento vibratório por meio de expressões matemáticas simples ou de alta complexidade. O foco do presente estudo tem a ver, fundamentalmente, com os conceitos físicos envolvidos nas vibrações. Devido a esse fato é utilizado um mínimo de ferramenta matemática, somente o necessário, para que se possa efetuar o cálculo para situações habituais, com baixa complexidade.

Nesse contexto os elementos vibratórios podem ser divididos em função do período de repetição finito ou infinitamente longo, da seguinte forma: vibrações periódicas, vibrações aleatórias e vibrações transitórias, conforme os conceitos a seguir:

- **Vibrações periódicas:** que se repetem segundo um dado período de tempo.
- **Vibrações aleatórias:** não são previsíveis quanto ao seu valor instantâneo, para qualquer instante de tempo futuro.
- **Vibrações transitórias:** existem somente num espaço limitado no tempo, sendo nula em qualquer outro tempo.

Considera-se que o funcionamento das máquinas sempre provoca algum tipo de vibração. Não obstante, deve-se observar que como há vários componentes e massas vibrando, o sinal vibratório de um equipamento real quase nunca se apresenta como senoides, mas como sinais complexos com um número apreciável de componentes. Assim,

o problema de se analisar e fazer comparações entre vários sinais de vibração não pode ser solucionado tendo como base o simples conhecimento de valores de sua amplitude e frequência.

A.1.2 - Movimento periódico harmônico

O movimento harmônico é a forma mais simples de se representar o movimento periódico, e é descrito pela expressão:

$$x(t) = A \sin(\omega t + \Psi_0) \text{ ou } x(t) = A \cos(\omega t - \Phi_0) \quad (\text{A.1})$$

onde temos A , amplitude do movimento; ω , frequência circular; Ψ_0 , Φ_0 ; ângulo de fase e t , tempo.

Sendo:
$$\omega t = 2\pi \rightarrow \omega = \frac{2\pi}{T} = 2\pi f \quad (\text{A.2})$$

Sendo que as derivadas no tempo de uma harmônica são também harmônicas; como se pode ver:

$$x(t) = A \cos(\omega t - \Phi_0) \quad (\text{A.3})$$

$$\frac{dx}{dt} = -A\omega \sin(\omega t - \Phi) \quad (\text{A.4})$$

$$\frac{d^2x}{dt^2} = -A\omega^2 \cos(\omega t - \Phi_0) = A\omega^2 x(t) \quad (\text{A.5})$$

O movimento harmônico também é representado de forma vetorial. Neste caso, considera-se um eixo imaginário \mathbf{j} admitindo-se que o raio da circunferência seja representado por uma grandeza complexa \mathbf{Z} , chamada fasor. O fasor é expresso pela equação:

$$\mathbf{Z} = A e^{j\phi} = A \cos \Phi + \mathbf{j} A \sin \Phi \quad (\text{A.6})$$

Sendo que a Eq.A.6 define os termos real e imaginário de um fasor. Com $\Phi = \omega t$; os termos variam senoidalmente com o tempo.

$$Z_1 = A_1 e^{j\omega t} \quad (A.7)$$

$$Z_2 = A_2 e^{j(\omega t + \Psi)} \quad (A.8)$$

A.1.3 - Interações entre sinais

Quando as vibrações ocorrem ao mesmo tempo, podem interagir entre si e formar apenas um sinal. Se a combinação for do tipo soma, pode ocorrer um dos casos abaixo [2]:

1 – A soma de harmônicos de mesma frequência é também outro harmônico de mesma frequência com amplitude e defasagem próprias. Para duas vibrações simples tem-se:

$$x(t) = X_1 \sin(\omega.t) + X_2 \sin(\omega.t + \phi) \quad (A.9)$$

para calcular a harmônica resultante, usa-se a regra do paralelogramo, ou seja:

Onde

$$X = \sqrt{X_1^2 + X_2^2 + 2X_1X_2 \cos(\phi.t)} \quad (A.10)$$

e

$$\phi(t) = \tan^{-1} = \left[\frac{X_2 \sin(\phi.t)}{X_1 + X_2 \cos(\phi.t)} \right] \quad (A.11)$$

2 - A soma de harmônicos de frequências diferentes é um sinal periódico, mas não harmônico;

3 - A soma de sinais de frequências muito próximas, produz o fenômeno do batimento apresentando defasagem variável no tempo. A amplitude é modulada por uma harmônica de frequência dada pela diferença entre as duas frequências das harmônicas que se somam e, o ângulo de fase que varia com esta mesma diferença, daí tem-se:

$$x(t) = X_1 \sin \omega_1 + X_2 \sin \omega_2 = X_1 \sin(\omega.t) + X_2 \sin(\omega + \varepsilon)t \quad (\text{onde } \varepsilon \ll \omega) \quad (\text{A.12})$$

Pela regra do paralelogramo a resultante com defasagem $\Psi(t)$ é variável no tempo,

$$x(t) = X \sin(\omega^*.t + \Psi) \quad (\text{A.13})$$

onde

$$X = \sqrt{X_1^2 + X_2^2 + 2X_1X_2 \cos(\varepsilon t)} \quad (\text{A.14})$$

$$\omega^* = \omega + \frac{\varepsilon}{2} \text{ e defasagem } \Psi(t) = \tan^{-1} = \left[\frac{X \sin(\varepsilon t)}{X_1 + X_2 \cos(\varepsilon t)} \right]$$

Para o caso especial em que $X_1 = X_2$, tem-se:

$$X = 2X_1 \cos\left(\frac{\varepsilon t}{2}\right) \quad (\text{A.15})$$

Quanto ao fenômeno do batimento, a vibração imposta à estrutura da máquina pode ser grande a ponto de fazer exceder o limite linear de deformação das partes provocando distorção em um extremo do movimento. A resultante é chamada de batimento truncado (Almeida & Góz, 2000).

Outro caso de interesse pode ocorrer na forma de modulação nos sinais. Um sinal modulador provoca alteração nas características de um outro sinal (portador). O sinal

portador ao se propagar transporta o sinal modulador produzindo alteração do primeiro sinal, na amplitude, na frequência ou na fase.

São dois os tipos de modulação: a amplitude modulada (AM) e a frequência modulada (FM).

A modulação em amplitude poderá ser obtida por multiplicação ou por soma. Por sua vez a modulação por multiplicação consiste em multiplicar ao portador uma harmônica de frequência ω_p , pelo sinal modulador $f(t)$. Assim tem-se:

$$f(t) = \cos \omega_p t \quad (\text{A.16})$$

Tomando a transformada de Fourier da expressão acima e aplicando a equação de Euler ao espectro de frequência ter-se-á.

$$F[f(t) \cos \omega_p t] = \frac{1}{2} \{F(\omega - \omega_p) + F(\omega_p + \omega_p)\} \quad (\text{A.17})$$

Este tipo de modulação cria duas componentes de frequência equidistantes de $+\omega_p$ ou $-\omega_p$ da frequência da portadora. A portadora não aparece no resultado, recebendo, portanto o nome de modulação de Amplitude com portadora suprimida.

Na modulação por soma o processo físico faz com que os sinais se somem, daí:

$$X_{AM}(t) = [A_p + f(t)] \cos \omega_p t \quad (\text{A.18})$$

Se a amplitude da portadora se apresentar sempre maior do que o maior pico de $f(t)$, a modulação irá transportar o sinal modulador sem prejuízo de nenhuma informação. O espectro de frequência do tipo AM contém um pico na(s) frequência(s) do sinal modulador. Aparecendo um par de bandas laterais para cada componente de frequência do sinal modulador (Almeida & Góz, 1987).

Este tipo de AM mantém sua frequência constante e amplitude variável em função do sinal, com o formato de sua onda semelhante ao batimento.

Já na modulação em frequência, a portadora tem sua frequência variando em conformidade com o sinal de menor frequência, ou seja, da moduladora, podendo ser representada pela expressão:

$$x(t) = A_p \cdot \cos\left(\omega_p t + \frac{\omega_p}{\omega_m} \sin(\omega_m t)\right) \quad (\text{A.19})$$

Onde:

$\omega_p, A_p, \omega_m, \epsilon, A_M$ são as frequências e amplitudes da portadora e moduladora;

Para o sinal da portadora em alta frequência e a moduladora a baixa frequência $\omega_p \gg \omega_m$, define-se Fator de Modulação como :

$$\beta = A_m \frac{\omega_p}{\omega_p} \quad (\text{A.20})$$

Tem-se:

$$x(t) = A_p \cdot \cos(\omega_p t + \beta \cdot \sin(\omega_m t)) \quad (\text{A.21})$$

O sinal FM da equação acima tem amplitude constante e igual à da portadora e frequência instantânea variável, esse sinal pode ser expandido em séries pelas funções de Bessel, que define as infinitas bandas laterais em torno da frequência da portadora.

A.1.4 - Sinais complexos

As operações dos sinais já apresentadas são de relativa complexidade, entretanto a grande parte dos sinais é composta de alguns sinais periódicos, outros aleatórios e, ainda, os sinais transientes no tempo.

Os sinais periódicos são os que se repetem em intervalos de tempos iguais no qual está incluído o movimento definido anteriormente. Por outro lado os sinais aleatórios não podem ser descritos por qualquer função, mas apenas por suas propriedades estatísticas [2].

Os sinais transientes no tempo, cuja existência se limita apenas em um espaço de tempo, permanecem inseparados em componentes harmônicos. Entretanto podem ser

analisados no que eles contêm de frequências obtidas pelos métodos apresentados mais adiante.

A.2 – APRESENTAÇÃO DOS SINAIS

Devido à separação dos vários componentes nas várias frequências existentes nos fenômenos, é possível observar o fenômeno físico da vibração no domínio do tempo ou no domínio da frequência. Apesar de poder ser olhado de maneiras diferentes trata-se de um problema intercambiável, ou seja, nenhuma informação é perdida na mudança de um domínio para o outro. A vantagem de se introduzir estes domínios é a mudança de perspectiva na interpretação do sinal, (HP).

É importante ressaltar que no final do século XIX, o barão Jean Baptiste Fourier mostrou que é possível descrever qualquer sinal ondulatório como uma combinação de sinais senoidais. Ainda, demonstrou que para cada sinal a combinação de sinais senoidais que os descreve é única (Arato Junior, 2004).

A.2.1 - Largura da banda

Largura de banda ou largura de faixa se refere ao fenômeno de separação entre frequência mínima e máxima que o filtro deixa passar. Este fenômeno é definido pelas expressões:

$$B = f_2 - f_1 \quad (A.22)$$

$$f_c = \sqrt{f_1 \cdot f_2} \quad (A.23)$$

Temos, portanto, a frequência central (f_c) dada pela média geométrica das frequências extremas do filtro.

O conceito de largura de banda (*bandwidth*) pode também ser estendido para significar o grau de incerteza de medidas de sinal que se aplica diretamente ao caso de filtro ideal. Portanto, pode-se dizer que apenas a frequência de um componente de frequência transmitido, localiza-se em algum lugar na largura da banda (Randall, 1987).

Nos filtros reais há características diferentes daquelas do filtro ideal, cujo nível aceitável de variação são regidos por normas.

O valor da potência de um ruído também poderá ser determinado partindo da definição de largura de banda. Ele pode ser obtido, integrando a área sob a curva de potência de transmissão e dividindo pelo nível de referência.

A.2.2 - O domínio do tempo

A forma mais usada de se observar os sinais gerados por um sistema é vê-los no domínio do tempo. Porque no uso desta forma tem-se o registro do que está acontecendo a um parâmetro do sistema, no decorrer do tempo, (HP).

Ao realizar esse processo, busca-se perceber como varia cada sinal que possui uma periodicidade levando o observador a identificar a origem da perturbação pela taxa de ocorrência.

A.2.3 - O domínio da frequência

O monitoramento de uma atividade realizado no domínio do tempo, como o estudo da vibração de uma máquina rotativa, tem a desvantagem de apresentar um sinal bastante complexo para ser estudado, em que as pequenas variações que surgem no mesmo são de difícil percepção, dificultando o processo de detecção destas pequenas variações que evidenciam o surgimento de prováveis falhas no equipamento monitorado (Bartoli, 1994).

Fazendo uso das séries de Fourier, é possível transformar o sinal analógico em uma soma de funções senoidais. As componentes harmônicas constituem os coeficientes de Fourier, que são obtidos matematicamente a partir de um conjunto complexo de componentes harmônicas que podem ser processadas, visando a sua aplicação em computadores operando com a Transformada Rápida de Fourier (Nepomuceno, 1989).

Esta função, portanto, faz a transformação para o domínio da frequência, com informações precisas dos valores individuais de amplitude e frequência e de possíveis defasagens entre elas.

A transformada de Fourier desenvolvida para sinais contínuos, que existem desde mais infinito a menos infinito é:

$$X(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t)e^{-j2\pi f t} dt \quad (\text{A.24})$$

Onde: $X(f)$ é a transformada de Fourier de $x(t)$; f é a frequência e t é o tempo.

A transformação inversa também é de grande interesse, e forma com a anterior, a base da análise em frequência.

$$x(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} X(f)e^{j2\pi f t} df \quad (\text{A.25})$$

A interpretação da Eq.18 permite concluir que para uma função do tempo $x(t)$, a componente complexa de frequência $X(f)$ pode ser obtida correlacionando $x(t)$ sobre toda sua duração com o vetor unitário girante $e^{-j\omega t}$ (velocidade angular de rotação f); a segunda permite concluir que $x(t)$ pode ser adquirida somando-se (possivelmente em número infinito) o número de vetores rotativos que, no tempo t_0 , sejam iguais a $X(f)$ e que girem à velocidade angular ω . O mais importante é a determinação das amplitudes de distribuição de energia em função da frequência, sendo a fase parâmetro de importância secundária. Nesses casos a relação entre as duas integrais é conhecida como relação de Parseval.

$$\int_{-\infty}^{+\infty} x(t)^2 .dt = \int_{-\infty}^{+\infty} X(f)^2 .df \quad (\text{A.26})$$

Tal relação:

$$\int_0^{\infty} x(t)^2 .dt = \int_{-\infty}^{+\infty} X(f)^2 .df \quad (\text{A.27})$$

Indica que a energia total pode ser obtida pela integração de todas as frequências ou então pela integração durante o tempo todo e, além disso, que a densidade de energia à frequência angular ω é dada por $|F(\omega)|^2$, onde $F(\omega)$ é a componente complexa definida pela primeira das relações indicadas anteriormente.

O conjunto das equações acima forma a base para calcular o espectro pela FFT, uma vez que permite calcular a função DFT (Discrete Fourier Transform) que nada mais é

que uma aproximação discreta e finita da transformação de Fourier. As relações direta e inversa são as seguintes:

$$X(\omega) = \left[\sum_{n=0}^{N-1} x(t) e^{-j2\pi kn} \right] \quad x(t) = \left[\sum_{n=0}^{N-1} x(\omega) e^{\frac{j2\pi kn}{n}} \right]$$

As duas relações acima formam o par necessário à transformação de Fourier Discreta. Dadas N amostras da forma de ondas, a primeira relação extrai N amostras do espectro e dadas N amostras do espectro, a segunda relação fornece N amostras da forma de onda. Para um intervalo de tempo infinitesimal, um valor médio para este intervalo é dado por:

$$T = \frac{1}{T_\alpha} \left(\int_0^{T_\alpha} x(t) dt \right) \quad (\text{A.28})$$

Onde $x(t)$ é a função cuja média é tomada no tempo $T(\alpha)$. Realizando média pela integração de amostras extraídas em intervalos de tempos que cubra todo o sinal, obtêm-se o mesmo resultado de uma integração contínua.

A.3 - MÉTODOS PARA AQUISIÇÃO DE DADOS E TÉCNICAS DE ANÁLISE: O envelope de aceleração

O Envelope de Aceleração gE (Envelope E , e Aceleração g) é uma técnica que procura selecionar e apresentar somente as frequências modulantes, de tal modo que se possa relacionar tais frequências com os componentes da máquina. Por outro lado, usa-se este recurso também para análise de outros defeitos, por exemplo, após a verificação de um sinal de amplitude, considerada fora do padrão normal para o ponto de medição de velocidades, se verifica se há excitação de seus harmônicos em alta frequência, (Fabiano).

A técnica de envelope, também referida como demodulação de amplitude, procura tirar de um sinal de vibração uma ou mais frequências que modulam a amplitude desse sinal. Às vezes a frequência modulante é de energia menor que a frequência portadora (frequência que domina o sinal), e não consegue aparecer no espectro, onde a portadora se encontra facilmente representada.

Ao mesmo tempo a técnica de Envelope é um recurso também utilizado para identificar impactos periódicos que apresentam harmônicos superiores, diferenciando assim de impactos aleatórios presentes num espectro.

O primeiro passo para obter melhores resultados desta técnica é delimitar a região de maior relação sinal/ruído. Vibrações que surgem por pequenos defeitos são de potência menores em relação às outras vibrações da máquina e só serão destacadas das demais se houver ressonância na estrutura, o que normalmente ocorre na faixa de alta frequência – tipicamente de 1 a 3 kHz – mas pode ser determinado por ensaios de ressonância .

Portanto a partir deste ponto temos que:

1. o sinal no tempo é medido com um acelerômetro;
2. calcula-se o espectro de frequência pela transformada de Fourier (processo digital);
3. no espectro escolhe-se a faixa de frequência desejada e no detector de envelope ajusta-se o filtro passa-banda para deixar passar o sinal no tempo, apenas na faixa de frequência escolhida; no espectro de frequência aplica-se à transformada inversa de Fourier. O sinal passa a ser apresentado no tempo, filtrado naquela faixa de frequência.
4. aplica-se à transformada de Hilbert $H(t)$ no sinal $a(t)$, definida por:

$$H[\alpha(t)] = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{\alpha(\tau)}{t - \tau} d\tau = \overline{\alpha(t)} \quad (\text{A.29})$$

Isto constitui a parte imaginária do sinal analítico definido como:

$$\alpha(t) = \alpha(t) + j\overline{\alpha(t)} = e^{j\theta(t)} \quad (\text{A.30})$$

com:

$$\theta(t) = \tan^{-1} = \left[\frac{\alpha(t)}{\alpha(t)} \right]$$

O módulo do sinal analítico será o que praticamente eleva ao quadro o sinal no tempo. Desde que o sinal do defeito seja repetitivo, ele pode ser simulado por uma série de harmônicas de ondas senoidais que são múltiplos inteiros da frequência de defeito.

$$\alpha(t) = \sin(nt) + \sin[(n+1)t] + \dots + \sin[(n+m)t] \quad (\text{A.31})$$

ANEXO 2

RESULTADOS DA ANÁLISE MODAL PARA EIXO NAS POSIÇÕES DE ZERO A 60 GRAUS

