



CNEN/SP

ipen Instituto de Pesquisas
Energéticas e Nucleares

AUTARQUIA ASSOCIADA A UNIVERSIDADE
DE SÃO PAULO

DETECÇÃO DE TRINCAS EM EIXOS DE BOMBAS CENTRÍFUGAS EM OPERAÇÃO, ATRAVÉS DA TÉCNICA DE ANÁLISE DE VIBRAÇÕES

REYNALDO CAVALCANTI SERRA

**Dissertação apresentada como parte
dos requisitos para obtenção do Grau
de Mestre em Ciências na Área de
Reatores Nucleares de Potência e
Tecnologia do Combustível Nuclear.**

**Orientador:
Dr. Dorival Gonçalves Tecco**

**São Paulo
1995**

INSTITUTO DE PESQUISAS ENERGÉTICAS E NUCLEARES

COMISSÃO NACIONAL DE ENERGIA NUCLEAR

DETECÇÃO DE TRINCAS EM EIXOS DE BOMBAS CENTRÍFUGAS
EM OPERAÇÃO, ATRAVÉS DA TÉCNICA DE ANÁLISE DE
VIBRAÇÕES

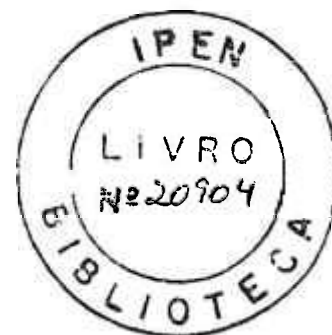
REYNALDO CAVALCANTI SERRA

Dissertação apresentada como parte dos
requisitos para obtenção do Grau de Mestre
em Ciências na Área de Reatores Nucleares
de Potência e Tecnologia do Combustível Nuclear.

Orientador : Dr. Dorival Gonçalves Tecco

São Paulo

1995



A minha esposa BERENICE
e aos meus filhos
REYNALDO, CAROLINE e GUILHERME

12/10

Aos meus pais, pelo eterno incentivo
ao meu desenvolvimento profissional

AGRADECIMENTOS

Agradeço especialmente ao Prof. Dr. Dorival Gonçalves Tecco, pela orientação objetiva, pelo incentivo, motivação e amizade, fatores fundamentais à conclusão deste trabalho.

Agradeço ao Dr. Gilberto Gomes de Andrade, por permitir a realização deste trabalho, pelo constante apoio, incentivo e, principalmente, pela nossa amizade.

Agradeço ao Ms. Eng. Benedito Dias Baptista F^o, pelo incentivo, apoio, amizade e pela sua compreensão nos momentos de dificuldades profissionais.

Agradeço ao Prof. Dr. Arnaldo Homobono Paes de Andrade, pela ajuda, incentivo e apoio desde o início deste trabalho.

Agradeço ao amigo Osvaldo Longo, pelo incentivo e pelos equipamentos cedidos, necessários à realização deste trabalho.

Agradeço à Coordenadoria para Projetos Especiais - COPESP, pela utilização de seus laboratórios e equipamentos.

Agradeço ao Gilberto Elias dos Santos, pelo auxílio e suporte técnico, imprescindíveis à fabricação dos dispositivos e componentes mecânicos.

Agradeço ao David Oliveira de Paula pelo auxílio na elaboração dos desenhos e pelo suporte em informática.

Agradeço ao Paulo Sergio Ulian e Adilson Abolafio, pelo auxílio e suporte técnico em eletrotécnica.

Agradeço aos colegas abaixo, do IPEN e da COPESP, pelo apoio e auxílio na parte experimental do trabalho :

Adilson Guerrero

Nelson Raposo Tavares

Renan Conchão Pinheiro

Ricardo Manoel David

Mauro Onofre Martins

Omar Cícero Félix

Flávio Pessoa Barreto

Carlos Eduardo Félix da Silva

Reinaldo Sigahi

Clóvis Ricardo Peres

Ricardo Fernandes Lopes

Edivaldo de Deus

Wilson Kawakami

DETECÇÃO DE TRINCAS EM EIXOS DE BOMBAS CENTRÍFUGAS EM OPERAÇÃO, ATRAVÉS DA TÉCNICA DE ANÁLISE DE VIBRAÇÕES

REYNALDO CAVALCANTI SERRA

Resumo

Neste trabalho foi estudado o comportamento vibratório de uma bomba centrífuga representativa daquelas de circuitos primários de reatores nucleares, cujo eixo continha uma trinca de fadiga orientada criticamente. Duas profundidades de trinca de fadiga foram incluídas no estudo, além do eixo intacto. A título de comparação, foram também analisadas quatro profundidades de entalhes usinados. A aquisição de dados foi feita com um sistema que continha oito acelerômetros e um gravador de fita. Os sinais foram posteriormente processados e interpretados com uma estação de análise dinâmica. Os exames dos dados no domínio de tempo foram infrutíferos em virtude da complexidade dos sinais. A frequência fundamental de vibração e suas harmônicas foram estabelecidas a partir de espectros de frequência. As amplitudes da frequência fundamental e de cada harmônica foram anotadas e tabeladas para referência futura. Um método foi proposto para identificar a evolução das descontinuidades com base nas mudanças que ocorrem a partir de um estado de referência e um procedimento foi sugerido em substituição aos procedimentos atualmente normalizados ou em uso, os quais são ineficazes.

SHAFT CRACKS DETECTION ON CENTRIFUGAL PUMPS BY VIBRATION ANALYSIS

REYNALDO CAVALCANTI SERRA

Abstract

This study gives an account of the vibratory behaviour of one centrifugal pump representative of those employed in nuclear reactors whereby its shaft contained a fatigue crack with critical orientation. Two cracks sizes were included in the study, aside from the uncracked shaft. Four other machined discontinuities with varying depths were also included to allow a direct comparison. The data acquisition was carried out with a system using eight accelerometers and a tape recorder. The signals were then processed and interpreted with a dynamic signal analysis work station. The data analysis based in the time domain were unsuccessful as a result of the signal complexity. The fundamental frequency and its harmonics were defined from the frequency spectra. The corresponding amplitudes were recorded and tabulated for future reference. A method was proposed to identify the evolution of the discontinuities based on the departures from a reference state and a procedure is suggested to substitute the standards and practices presently in use which are unreliable.

ÍNDICE GERAL	PÁGINA
1 INTRODUÇÃO	1
2 REVISÃO DA LITERATURA	3
2.1 HISTÓRICO	3
2.2 CONCEITOS DE ACELEROMETRIA	5
2.2.1 Acelerômetros	5
2.2.2 Caracterização das Amplitudes dos Sinais	9
2.2.3 Caracterização dos Períodos dos Sinais	10
2.2.4 Caracterização dos Espectros de Frequência	12
2.3 ASSINATURA DE VIBRAÇÃO DE BOMBAS	13
3 TÉCNICAS EXPERIMENTAIS	22
3.1 OBJETIVOS GLOBAIS	22
3.2 CIRCUITO HIDRÁULICO EXPERIMENTAL	22
3.3 FABRICAÇÃO DO EIXO EXPERIMENTAL DA BOMBA	24
3.3.1 Material e Geometria	24
3.3.2 Determinação da Orientação das Descontinuidades	24
3.3.3 Fabricação dos Entalhes Usinados	26
3.3.4 Geração das Trincas de Fadiga	27
3.4 AQUISIÇÃO DE DADOS DE VIBRAÇÃO	28
3.5 DETERMINAÇÃO DE FREQUÊNCIAS NATURAIS DO EIXO	30
4 RESULTADOS	42
4.1 ENTALHES PRODUZIDOS	42

4.2	ANÁLISE DE VIBRAÇÃO	44
4.2.1	Espectro de Tempo	44
4.2.2	Espectro de Frequência	44
4.2.3	Normalização das Amplitudes dos Harmônicos	45
4.3	DETERMINAÇÃO DE FREQUÊNCIAS NATURAIS DO EIXO	54
5	DISCUSSÕES	78
6	CONCLUSÕES	85
7	REFERÊNCIAS	86
	APÊNDICE 1	93
	APÊNDICE 2	95
	APÊNDICE 3	97

ABREVIATURAS

a	Aceleração
A	Amplitude
ANH	Amplitude Normalizada de Vibração
$A_{R,f}$	Amplitude de referência na frequência f
ASTM	American Society for Testing Material
B1	Bomba KSB modelo CPK-C1-32/200
BWR	Boiling Water Reactor
E	Módulo de elasticidade
F	Força
FFT	Fast Fourier Transform
FE-1	Placa de orifício
FI-1	Coluna manométrica
f	Frequência
f_h	Frequência fundamental
f_m	Frequência de ressonância do acelerômetro
F_i	Amplitude de cada linha da Transformada de Fourier
G	Amplitude de vibração representada em aceleração
g	Aceleração da gravidade
HFD	High Frequency Detection
L	Comprimento da haste do dispositivo para ensaios à torção
MEV	Microscópio Eletrônico de Varredura
M_{tor}	Momento de torção
m	Massa

N_{BF}	Largura da banda para a janela escolhida
nl	Número de linhas de resolução da Transformada de Fourier
OA	Nível Global de Vibração
PWR	Pressurized Water Reactor
PI-1	Manômetro de 1 MPa
PI-2	Manômetro de 1 MPa
rms	Root mean square
SAE	Society of Automotive Engineers
T	Período
TI-1	Termômetro de 50 °C
TI-2	Termômetro de 50 °C
TQ-1	Tanque para armazenagem de água
t	Tempo
V0	Válvula gaveta de 6"
V1	Válvula gaveta de 2"
V2	Válvula globo de 1 1/4"
x	Deslocamento
w	Velocidade angular
w_p	Momento polar de resistência
ϕ	Deslocamento angular
ν	Coefficiente de Poisson
σ	Tensão de tração
σ_e	Tensão de escoamento
$\sigma_{m\acute{a}x}$	Tensão de tração máxima
$\sigma_{m\acute{i}n}$	Tensão de compressão mínima
τ	Tensão de cisalhamento
$\tau_{m\acute{a}x}$	Tensão de cisalhamento máxima

θ	Ângulo da tensão principal a partir da linha de centro do eixo
ϵ_1	Deformação relativa à direção do extensômetro 1
ϵ_2	Deformação relativa à direção do extensômetro 2
ϵ_3	Deformação relativa à direção do extensômetro 3

As unidades empregadas ao longo do texto estão de acordo com o Sistema Internacional, a menos que indicado em contrário.

1 INTRODUÇÃO

A detecção de trincas em eixos de bombas de refrigeração do sistema primário de centrais nucleares tem sido motivo de preocupação e estudos por parte dos responsáveis por estas instalações. A detecção de descontinuidades em componentes estacionários através de métodos como líquido penetrante, radiografia e ultra-som, faz parte da tecnologia já comprovada de ensaios não-destrutivos. Porém, para detectar com confiabilidade a existência de trincas em eixos de bombas centrífugas em operação, é necessário a aplicação de uma técnica que permita associar a "alteração" de certos parâmetros à ocorrência do problema, auxiliando desta forma o seu diagnóstico com certa precisão. Dentre as técnicas conhecidas, a "Análise de Vibrações" tem sido bem sucedida para esta finalidade. Ela difere da maioria dos outros métodos não-destrutivos em dois aspectos significantes. Primeiro, a energia detectada é liberada pelo equipamento ou componente em teste, ao invés de ser suprida pelo método não-destrutivo, como no ultra-som [1] ou no teste radiográfico. Segundo, esta técnica é capaz de detectar os processos dinâmicos associados com a degradação da integridade estrutural [2]. Componentes defeituosos causam instabilidades aos conjuntos a que pertencem, antes da ocorrência de falhas, provocando alterações no comportamento vibratório dos equipamentos, que podem ser detectadas e diagnosticadas através de uma criteriosa análise espectral das frequências de vibração da estrutura.

No capítulo 2 do presente trabalho, a literatura sobre o surgimento de trincas em eixos de bombas do circuito primário é exaustivamente revisada. Informações relatando incidentes provocados por estas descontinuidades em bombas do circuito primário de centrais nucleares são apresentadas. Nesta revisão também são mencionados conceitos de

acelerometria e a aplicação da técnica de análise de vibrações para detecção de defeitos em bombas.

No capítulo 3 são descritas as técnicas experimentais utilizadas na fabricação do eixo, na determinação da orientação das discontinuidades e na fabricação dos entalhes usinados e das trincas de fadiga. Neste capítulo encontra-se também descrita a metodologia para aquisição de dados e a descrição sumária do circuito hidráulico onde a bomba centrífuga foi instalada.

Os resultados experimentais de ensaios realizados com o eixo e da aquisição dos sinais de vibração da bomba, equipada com eixos contendo os dois tipos de discontinuidades, estão apresentados no capítulo 4.

No capítulo 5 foram descritas as discussões e comparações dos resultados experimentais com as informações obtidas na bibliografia.

As conclusões encontram-se no capítulo 6.

2 REVISÃO DA LITERATURA

2.1 HISTÓRICO

Durante as décadas de 60 e 70, a indústria nuclear investiu pesadamente no desenvolvimento da tecnologia de vibrações para avaliação de equipamentos críticos das plantas nucleares. Nesta época foram desenvolvidos os analisadores digitais com base na Transformada Rápida de Fourier.

No início dos anos 80, a instrumentação eletrônica requerida era bastante sofisticada e com custos elevados. Tipicamente, essa instrumentação permitia a transformação da vibração dos equipamentos em sinais elétricos que eram visualizados nos analisadores através de espectros no domínio do tempo e da frequência, podendo ser gravados e registrados em papel. Na ocasião questionava-se a relação "custo x benefício" para aplicação da técnica de análise de vibrações em todos os equipamentos das plantas de potência [3]. Mais tarde, no fim desta década, sua eficiência já estava demonstrada para detecção de problemas rotineiros como desalinhamentos, desequilíbrio de massas girantes, folgas, desbalanceamentos elétricos, falhas de rolamentos e engrenagens [4], começando então a introdução de softwares específicos, voltados para os programas de manutenção preditiva [5].

Em 1985, a Philadelphia Electric Company, USA, descobriu trincas no eixo da bomba de recirculação do reator da planta Peach Bottom Atomic Power Station Unit 2 [6] durante um recarregamento de combustível, após a realização de um teste com líquido penetrante. Apesar das trincas terem sido classificadas como "não severas", sem a necessidade de substituição da peça, é importante notar que sua detecção não pôde ser feita com a instrumentação disponível na ocasião.

4

Em 1986, fraturas em eixos de bombas foram registradas na usina de Crystal River 3 (USA) e na usina de Grafenrheinfeld na Alemanha [7,8]. Esses incidentes forçaram o desligamento emergencial das plantas e reforçaram mais ainda a necessidade de desenvolver métodos específicos mais eficientes

Em março de 1987, foi iniciado o Projeto 1556-4 do Electric Power Research Institute, USA, [9] para estudo do problema de monitoração e diagnóstico de bombas dos sistemas primários. A principal intenção deste grupo era promover a implementação de programas "on-line", para monitoração da vibração, revisando-se os "níveis de alerta" recomendados, os sensores adotados e introduzir recursos de computação.

Em outubro de 1987, devido aos incidentes mencionados anteriormente em Crystal River 3, Grafenrheinfeld e também às informações da existência de trincas em outras bombas de reatores, a Philadelphia Electric Company decidiu substituir o eixo da bomba de recirculação do reator da planta Peach Bottom Atomic Power Station Unit 2 [6] e implementar um programa correspondente de monitoração da vibração "on-line" para detecção de crescimento de trincas. Eixos de outras três bombas de recirculação do reator de outras Unidades de Crystal River foram examinados e um deles estava trincado [10].

Em dezembro de 1988, a Unidade 2 da Central Nuclear ISAR II [11] de 1300 MW, na Alemanha, equipada com um sistema " on-line " para monitorar vibração da bomba de recirculação do reator, teve seu funcionamento interrompido para avaliação do aumento dos valores da amplitude em harmônicos da frequência de rotação do eixo. Essa foi uma parada extraordinária, visto que o valor da amplitude da frequência de rotação do eixo estava bem abaixo do "nível de atenção". Inspeções no eixo revelaram a existência de uma trinca que comprometia 80 % da sua seção [11]. Esse evento confirmou a recomendação da Gesellschaft für Reaktorsicherheit

(contratada para realizar inspeções e auditorias relativas à segurança das instalações nucleares), de considerar os quatro primeiros harmônicos da velocidade nominal do eixo e suas tendências durante as análises de vibração periódicas.

Em maio de 1989, o Electric Power Research Institute, USA, emitiu o relatório final do Projeto 1556-4, com o nº EPRI NP-6337 [9]. Uma das principais observações do relatório é o crescente interesse pela utilização de acelerômetros para detecção e diagnóstico de problemas em bombas do sistema primário, uma vez que os sensores de deslocamento e velocidade, largamente utilizados, deterioram-se com o tempo, perdendo sensibilidade. Acelerômetros cobrem uma faixa de frequência maior e podem ser empregados para detectar vários problemas simultaneamente, reduzindo o número de sensores no equipamento monitorado. Entretanto, a análise de resultados desta aplicação requer uma interpretação dos dados de vibração mais complexa antes da emissão de um diagnóstico. O assunto "acelerometria" será mais expandido adiante. Outra observação relevante, concluída somente após a análise de informações técnicas coletadas em diversas centrais nucleares dos Estados Unidos, é a indefinição de um indicador único para caracterização e diagnóstico de trincas em eixos de bombas em operação.

2.2 CONCEITOS DE ACELEROMETRIA

2.2.1 Acelerômetros

Conforme a observação do EPRI [9] em 1989, até aquela data somente eram conhecidos resultados de detecção de trincas em eixos de bombas do circuito primário, obtidos com a utilização de sensores de deslocamento e velocidade. Entretanto, a deterioração destes sensores

provocando a perda de sensibilidade e o difícil acesso às bombas dos circuitos primários, devido ao alto nível de radiação no local, aumentaram o interesse pela utilização de acelerômetros para esta finalidade.

Os acelerômetros são sensores eletromecânicos que produzem uma tensão proporcional à aceleração à qual estão submetidos, sendo geralmente preferidos para medições que necessitem de abranger largas faixas de frequências [12]. Seu principal componente é o elemento piezoelétrico, usualmente feito de uma cerâmica polarizada. Massas internamente distribuídas no acelerômetro, chamadas de "massas sísmicas", exercem forças de compressão ou cisalhamento sobre os elementos piezoelétricos. As principais propriedades destes cristais, que serão abordadas mais adiante, são : a constante dielétrica, que representa a sensibilidade do sensor, e a sua resistência à temperatura.

As principais vantagens da utilização de acelerômetros [12] são:

- abrangem faixas de frequências superiores a de outros sensores;
- apresentam excelente linearidade nas faixas de trabalho;
- o sinal pode ser integrado para determinação de velocidade e deslocamento;
- não precisam de fornecimento de energia para seu funcionamento;
- não possuem partes móveis; e
- são extremamente compactos, possuindo alta sensibilidade.

Existem dois tipos básicos de acelerômetros : de compressão e de cisalhamento. No tipo de compressão os cristais são colocados no topo da sua base, suportando as massas sísmicas. No de cisalhamento, os cristais estão colocados no centro da base e são comprimidos lateralmente pelas massas sísmicas. Quando a base é acelerada, estas massas aplicarão forças de cisalhamento nos cristais. Podem ser miniaturizados e possuem frequências de ressonância relativamente altas. Informações mais detalhadas sobre estes e outros tipos de sensores podem ser encontradas em literatura específica [13] sobre o assunto.

A sensibilidade e a faixa de frequência dinâmica de trabalho são as mais importantes características destes sensores. A sensibilidade é a relação entre a descarga gerada e a força aplicada, ou seja, a constante dielétrica do cristal piezoelétrico. Seus valores variam de 2 pC/N até 400 pC/N, em função da composição do material do cristal.

Quando um acelerômetro está exposto a um nível constante de aceleração, este emitirá um sinal de saída por toda a faixa dinâmica até próximo da sua frequência de ressonância. A sensibilidade e a faixa de frequência dinâmica de um acelerômetro estão relacionadas. Em geral, quanto maior em tamanho o acelerômetro, maior a sua sensibilidade e menor a sua faixa dinâmica de trabalho [13]. A Figura 2.1 apresenta um exemplo da relação entre sensibilidade e frequência.

A resposta na faixa de frequência dinâmica de um acelerômetro é apresentada sob a forma da curva representada na Figura 2.2. As medições são normalmente confinadas à parte linear da curva, limitada em sua extremidade de altas frequências pela ressonância natural do acelerômetro. Como regra geral, estabelece-se que o limite superior de medição é um terço da frequência de ressonância, de tal forma que o erro máximo da faixa dinâmica de trabalho será de aproximadamente 12 % [12].

As cerâmicas piezoelétricas apresentam normalmente um ponto de Curie e por isso define-se uma faixa útil de temperatura [2]. A utilização de um acelerômetro em local cuja temperatura exceda o seu limite especificado, incorrerá em erros devido à distorção da relação força - carga elétrica.

Tradicionalmente, o controle do nível de vibração de um equipamento é realizado pelo valor global OA, definido pela equação (2.1) [14], cujos limites, tolerâncias e erros encontram-se especificados nas normas ISO 2372 [15] e 2954 [16]. A ISO 2372 [15] define os valores dos níveis críticos de vibração que devem ser considerados para avaliar máquinas rotativas na faixa entre de 10 e 200 rotações por segundo, na faixa de frequência de 10 a 1000 Hz, enquanto a ISO 2954 [16] descreve os requisitos necessários à instrumentação utilizada na aquisição de sinais de vibração.

$$OA = \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^{n1} F_i^2}}{\sqrt{N_{BF}}} \quad (2.1)$$

O uso do parâmetro OA é naturalmente muito prático para as análises rotineiras, orientadas por exemplo, à detecção de falhas grosseiras que provocam vibrações elevadas. Por outro lado, a caracterização dos tipos de mecanismos atuantes requer uma análise mais detalhada que considere não somente sua amplitude mas também as frequências em que elas ocorrem. Assim sendo, a ênfase atual é a análise espectral do conjunto de amplitudes dos sinais de vibração variando com o tempo ou com a frequência.

2.2.2 Caracterização das Amplitudes dos Sinais

Referências genéricas a "espectro de tempo" são feitas na literatura e no presente trabalho para designar a variação da amplitude dos sinais ao longo do tempo.

Na análise de vibrações, o conjunto de amplitudes pode variar com o tempo ou com a frequência. No espectro de tempo, o sinal mecânico captado pelo acelerômetro é transformado em sinal elétrico podendo ser observado na tela de um osciloscópio ou de um analisador de sinais, conforme representado na Figura 2.3. No espectro de frequência, o sinal analógico é transformado em uma soma de funções senoidais ou cossenoidais através das séries de Fourier [17].

O nível do sinal de vibração pode ser descrito de diferentes maneiras : Pico, Pico a Pico, Média e Média Quadrática [18]. As definições são mostradas graficamente na Figura 2.4. A mais utilizada para medir amplitude de velocidade e aceleração é a Amplitude Média Quadrática, que equivale ao valor rms do sinal. É definida pela equação (2.2) e vale 0,707 vezes o valor de pico para uma onda senoidal.

$$r m s = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt} \quad (2.2)$$

Os parâmetros utilizados para representar os sinais de vibração são o deslocamento, a velocidade e a aceleração [18]. As equações (2.3), (2.4) e (2.5) representam matematicamente estes parâmetros e mostram a relação existente entre eles. A escolha do melhor parâmetro para representação dos sinais de vibração é função da faixa de frequência em que a análise será

realizada e por conseguinte do sensor utilizado. Em baixas frequências utiliza-se o deslocamento. Em frequências médias o uso de velocidade é mais recomendado. A aceleração pode ser usada para médias e altas frequências [18].

$$\text{deslocamento} = x = A \text{ sen } \omega t \quad (2.3)$$

$$\text{velocidade} = v = (A\omega) \text{ cos } \omega t \quad (2.4)$$

$$\text{aceleração} = a = - (A\omega^2) \text{ sen } \omega t \quad (2.5)$$

2.2.3 Caracterização dos Períodos dos Sinais

No presente contexto, considera-se que a vibração é um movimento periódico, que se repete em intervalos regulares de tempo ou período. Num experimento, a variação do deslocamento ao longo do tempo pode assumir uma forma complexa como a representada na Figura 2.5 [19]. A forma mais simplificada de descrever um movimento periódico é o movimento harmônico simples [19]. Uma massa suspensa por uma mola é deslocada da sua posição de equilíbrio e oscila em torno deste equilíbrio com um movimento repetitivo. A Figura 2.6 relaciona a distância da massa, a posição de equilíbrio e o tempo. O movimento da massa pode ser expresso pela equação (2.6) [18]

$$x = A \text{ sen } 2\pi \left(\frac{t}{T} \right) \quad (2.6)$$

No movimento harmônico puro, o deslocamento x pode ser representado de forma simplificada como a projeção A do ponto p , que se desloca na circunferência da Figura 2.3, com velocidade angular constante [19]. Na equação (2.3) a grandeza w é definida como velocidade angular ou frequência circular, medida em (rad/s) [18]. O período T é usualmente medido em s e a frequência f , que é o seu inverso, é medida em Hz [19].

$$w = \frac{2\pi}{T} = 2\pi f \quad (2.7)$$

A amplitude, termo "A" da equação (2.6), é definida como a distância máxima que a massa "m" ou a partícula "p" atingem em relação ao ponto de equilíbrio [19].

Dois métodos com base no tempo foram inicialmente empregados para caracterização do problema de detecção de trincas em eixos de bombas: a Amplitude em Tempo Real e a Auto-Correlação [20]. A Amplitude em Tempo Real mostra o sinal de vibração que está sendo adquirido naquele instante em função do tempo [21]. A representação gráfica do sinal de vibração em tempo real é uma onda senoidal misturada à ruídos randômicos que foram capturados com o sinal de entrada. A Auto-Correlação mede o grau de correlação de uma função indicando a periodicidade do sinal de vibração no domínio do tempo. Ela multiplica o sinal durante um determinado período de tempo por ele mesmo. Isto faz com que as partes periódicas do sinal sejam enfatizadas, eliminando as partes não-periódicas [21].

2.2.4 Caracterização dos Espectros de Freqüência

As vibrações dos equipamentos podem ser consideradas como movimentos periódicos em muitos casos, apesar de não serem movimentos harmônicos puros [19]. Um exemplo é a corda de violino, cuja vibração é composta por uma freqüência fundamental " f_h " e várias harmônicas $2f$, $3f$, etc. Equipamentos geram vibrações com vários graus de liberdade que resultarão em um perfil de onda bastante complexo, pela presença de diversas freqüências.

Analisando as amplitudes destas vibrações encontramos "informações importantes", relativas ao desempenho operacional do equipamento, que permitirão o diagnóstico de defeitos e a antecipação à ocorrência de falhas. Entretanto, seria imensamente trabalhoso, e praticamente impossível, analisar um espectro de tempo que contivesse sinais em diversas freqüências e predizer os vários efeitos que as vibrações produziram no respectivo equipamento e em seus elementos adjacentes. Aplicando-se a um sinal periódico, com base no tempo, o teorema formulado pelo físico francês Joseph Fourier, podemos transformá-lo em um espectro de freqüência [17]. Referências genéricas a "espectro de freqüência" são feitas na literatura e no presente trabalho para designar a distribuição das amplitudes dos sinais em função da freqüência. A aplicação da Transformada de Fourier permite que qualquer curva periódica, independentemente da sua complexidade, possa ser representada por uma combinação de um número de curvas senoidais puras com freqüências harmonicamente relacionadas. Para o caso de uma análise de deslocamento, a Transformada é definida matematicamente pela equação (2.8).

$$f(t) = x_0 + x_1 \text{sen}(wt + \varphi_1) + x_2 \text{sen}(2wt + \varphi_2) + \dots + x_n \text{sen}(nwt + \varphi_n) \quad (2.8)$$

Na equação (2.8) o número de termos pode ser infinito, quanto maior for o número de elementos da série melhor será a resolução da curva original. As Figuras 2.7 e 2.8 ilustram como um sinal periódico de aceleração é representado no espectro de tempo e de frequência.

2.3 ASSINATURA DE VIBRAÇÃO DE BOMBAS

Assinatura de vibração é o termo usualmente aplicado ao espectro de vibração de um equipamento para determinada condição de funcionamento. As assinaturas são distintas e específicas para cada equipamento, componente e sistema num tempo determinado, sob condições específicas de operação do equipamento. No caso de bombas, a assinatura de vibração é composta pela frequência de rotação, ou frequência fundamental, pelas harmônicas desta frequência e pelas frequências de outros componentes da bomba [18]. Somente a frequência fundamental e suas harmônicas serão abordadas neste trabalho. O estudo dirigido à análise das frequências de outros componentes, como por exemplo rolamentos, não é de interesse do presente trabalho, podendo ser encontrado na literatura. [5,19,22]. A frequência de rotação pode ser expressa em rpm ou Hz. As harmônicas são os múltiplos da velocidade de rotação e expressas da mesma forma que a frequência fundamental. Entre as harmônicas encontra-se a frequência de passagem das pás do rotor, que é calculada pelo produto do número de pás pela frequência de rotação [18]. Esta frequência está sempre presente nas bombas e normalmente não apresenta problemas. Entretanto, altas amplitudes na frequência de passagem de pás podem ser geradas se houver variação da folga radial entre as pás rotativas do impelidor e o difusor estacionário [22]. A excentricidade entre o rotor e a voluta da bomba e a proximidade ou

coincidência da frequência de passagem de pás com alguma frequência natural do sistema, também provocam a elevação da amplitude da frequência de passagem de pás [14].

Uma bomba de recirculação de água de circuito primário consiste de uma bomba centrífuga, um motor elétrico, um acoplamento e uma base ou outra fixação. Todos os componentes destes sistemas apresentam vibrações que são decorrentes do seu projeto e das características de operação. Valores elevados das amplitudes de vibração na frequência de rotação da bomba, em seus harmônicos ou mesmo em outras frequências, indicam problemas com o equipamento e precisam ser descobertos e corrigidos antes da ocorrência de falhas. As fontes mais comuns de vibração excessiva em bombas centrífugas são [18,22] :

- Desbalanceamento de partes girantes - existe quando a distribuição de massa de um rotor não é uniforme em relação a um eixo de inércia. As forças centrífugas provenientes da rotação do rotor causam reações alternadas nos mancais. Portanto, a vibração dominante ocorrerá na frequência de rotação do rotor e terá amplitudes maiores nas direções radiais, horizontal e vertical, permanecendo o nível axial baixo.
- Desalinhamentos - constituem outra causa de grande desgaste em componentes de bombas. Dois tipos de desalinhamentos são apresentados. O desalinhamento angular acontece quando a linha de centro dos eixos da bomba e do acionador estão em ângulo. Altas vibrações axiais na frequência de rotação caracterizam este problema, que podem estar acompanhadas por valores elevados nas amplitudes das 2ª, 3ª e 4ª harmônicas [14]. O desalinhamento paralelo ocorre quando os eixos do acionador e da bomba estão deslocados um do outro. A vibração dominante neste caso aparece na direção radial, na 2ª harmônica da frequência de rotação da bomba. Este desalinhamento pode ser vertical ou horizontal, com o valor da respectiva amplitude indicando a direção do

problema. Amplitudes com valores elevados na frequência de rotação também aparecem na direção axial.

- Ressonância - ocorre quando as frequências naturais do eixo, da carcaça, da fundação ou das estruturas e tubulações conectadas são excitadas pela velocidade de rotação, ou por suas harmônicas, podendo causar trincas, empenamentos ou desalinhamentos.

Problemas em mancais de rolamento têm sido um dos assuntos mais estudados ultimamente [23]. Rolamentos geram quatro frequências características, geradas por defeitos na pista interna, externa, na gaiola e nas esferas ou rolos. Os desgastes em rolamentos evoluem em quatro estágios. Inicialmente, os problemas aparecem em frequências ultra-sônicas entre 20 e 60 kHz. Posteriormente os impactos causados pelas esferas excitam as frequências na faixa de 500 a 2 kHz. Geralmente, dependendo da importância do equipamento no sistema, os rolamentos são substituídos neste estágio. O estágio final, quando as avarias são severas, é marcado por impactos violentos da pista passando pela zona de carga, que excitam as frequências naturais [5,23]. Várias metodologias foram desenvolvidas para detecção de defeitos em rolamentos, conforme descrito por exemplo nas referências [5,23]. Como estas não são aplicáveis às análises dos componentes de interesse do presente trabalho, não serão descritas em maiores detalhes.

As folgas mecânicas oriundas de bases trincadas, parafusos soltos ou problemas similares produzem espectros de frequência com um grande número de picos, irregularmente espaçados e com ruído de fundo elevado devido aos impactos dos componentes [14].

A excentricidade de um componente irá gerar vibrações nas direções radiais, aumentando a amplitude da frequência de rotação. Este defeito se manifesta como se fosse um desbalanceamento. As forças de excentricidade são altamente direcionais. Quando as amplitudes radiais apresentam níveis 2 a 3 vezes maior em uma direção, é prática usual a

realização de testes de excentricidade e ressonância antes de se tentar um balanceamento, uma vez que estes problemas se manifestam com características semelhantes [19].

As vibrações causadas por problemas hidráulicos de sucção e cavitação apresentam estudo específico [24]. A cavitação normalmente gera vibrações randômicas em altas frequências, superimpondo às vezes com a frequência de passagem de pás do rotor. Normalmente é causada por pressão de sucção insuficiente e provoca erosão nas pás do rotor da bomba.

Informações sobre a detecção das alterações causadas por trincas em eixos de bombas centrífugas ou de outros equipamentos rotativos, através da técnica de análise de vibrações, são extremamente escassas na literatura. Conforme reconhecido pelo EPRI [9], não há um indicador definido para caracterizar o problema. Na Unidade 3 da Usina de Crystal River 3, da Florida Power Corporation, USA [10], foram relatados problemas de fratura [7,10], não havendo informações sobre as alterações do comportamento vibratório da bomba. Em uma ocasião, Kowal e O'Brien [6], sugeriram a monitoração da amplitude da frequência de passagem de pás do rotor da bomba, com base em experiências na planta de Peach Bottom Atomic Power Station da Philadelphia Electric Company, USA. Sunder et al [11], detectaram uma trinca que comprometia oitenta por cento da seção de resistência do eixo do circuito 3 de ISAR II, através de alterações nas amplitudes de vibração da frequência fundamental e seus três primeiros harmônicos. Em outra circunstância, Bently et al [25], sugeriram a monitoração das amplitudes das frequências fundamental e sua segunda harmônica para detecção do início da trinca e sua propagação, em eixos de equipamentos rotativos. Estes resultados demonstram as divergências existentes quanto às características de manifestação do problema para um diagnóstico preciso.

Artigos técnicos específicos a respeito da técnica de análise de vibrações para detecção de defeitos [26], níveis de alarme e frequências [14], aplicação de computadores na monitoração e detecção de problemas [5] e sobre análise de vibrações em bombas centrífugas [22], não fazem referências às características dos sinais de vibração de eixos trincados em bombas ou em outros equipamentos rotativos.

Estudos com resultados teóricos e experimentais reunindo a iniciação e propagação da trinca no eixo, assim como a sua detecção através da aplicação da técnica de análise de vibrações, também não foram encontrados, nem mesmo com a utilização de sensores de deslocamento e velocidade para captação dos sinais de vibração.

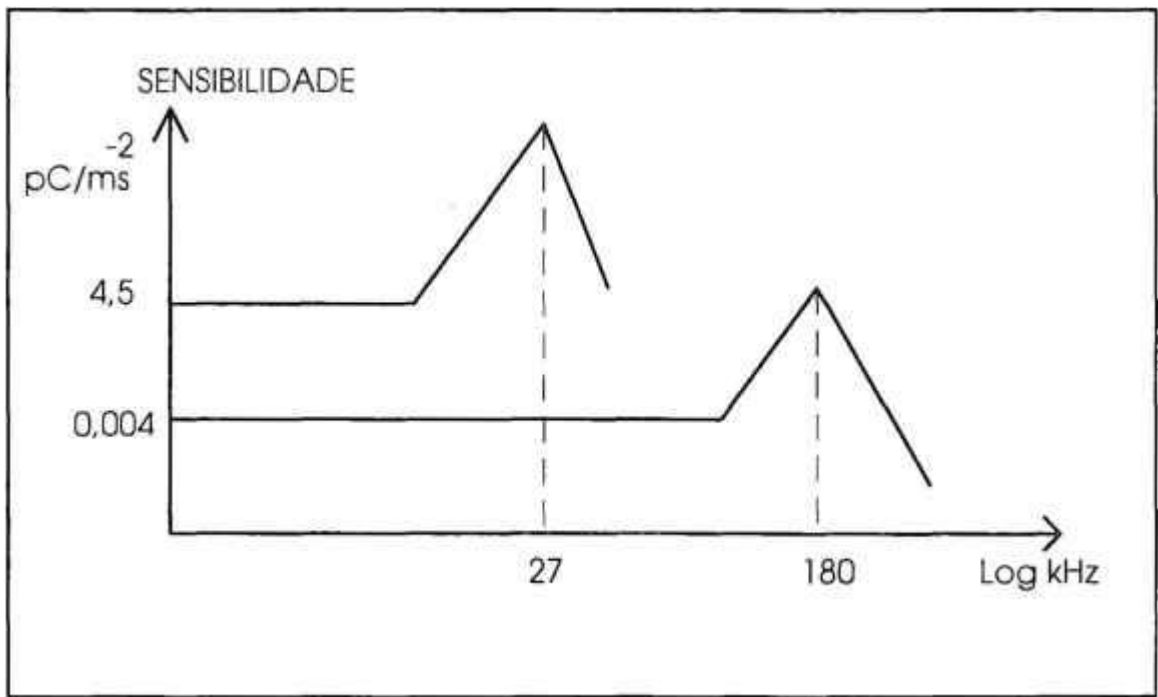


FIGURA 2.1 - Curvas esquemáticas de sensibilidade e faixa dinâmica de frequência de acelerômetros

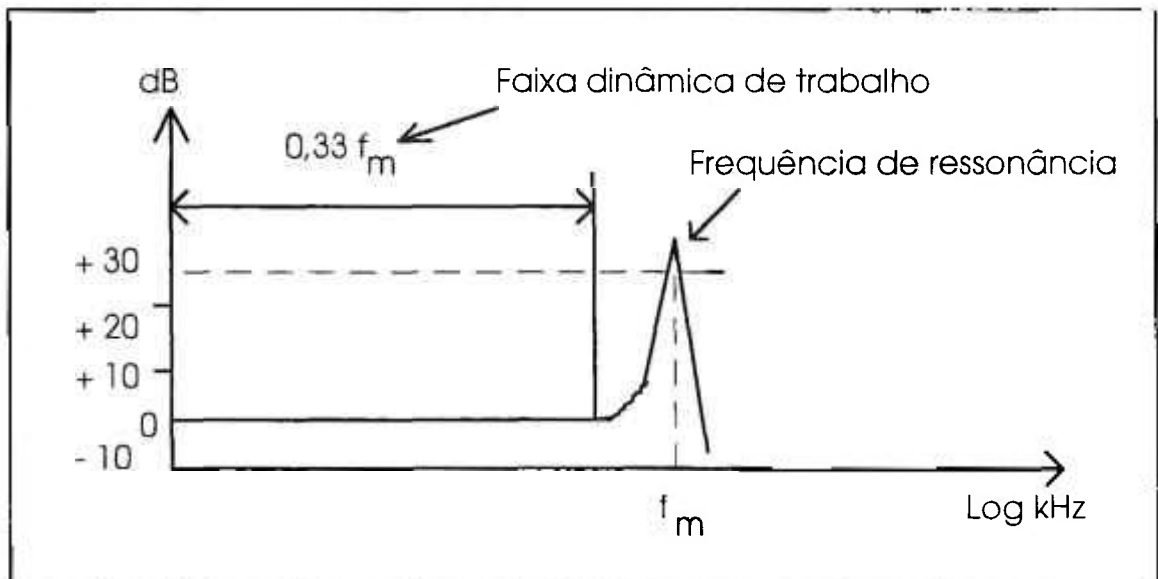


FIGURA 2.2 - Exemplo de curva de frequência de ressonância do acelerômetro

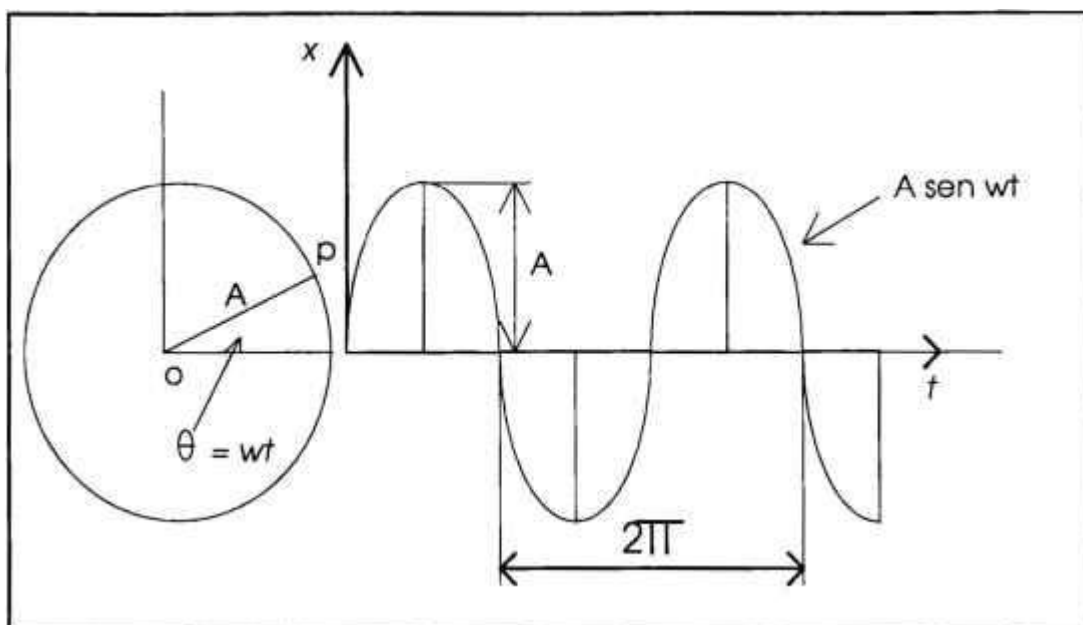


FIGURA 2.3 - Esquema de um sinal senoidal de acelerômetro no espectro de tempo

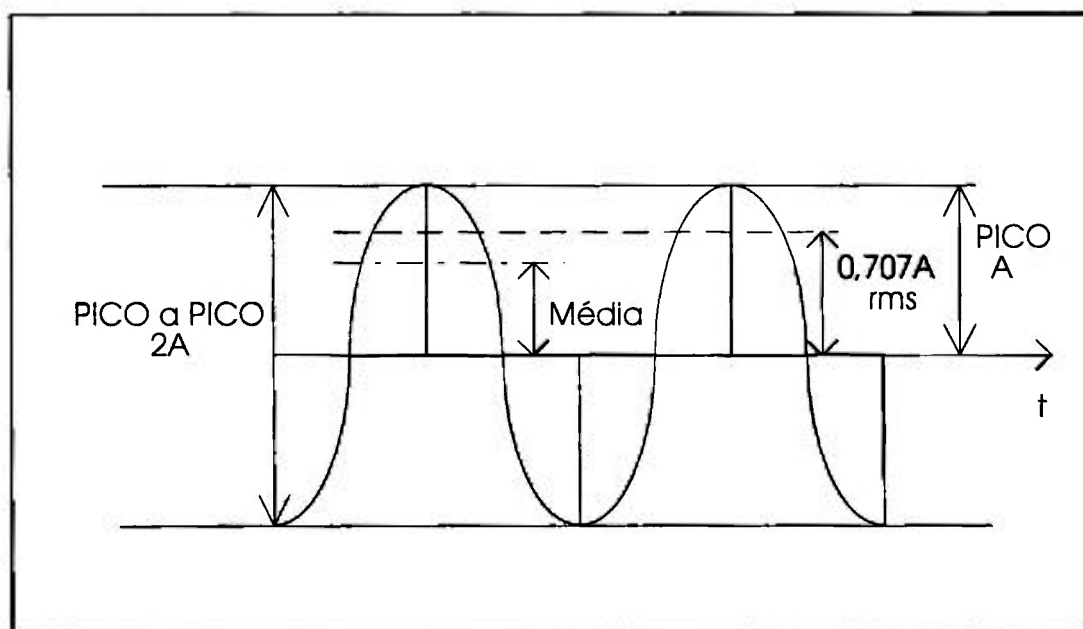


FIGURA 2.4 - Parâmetros de caracterização de amplitudes num sinal senoidal de acelerômetro

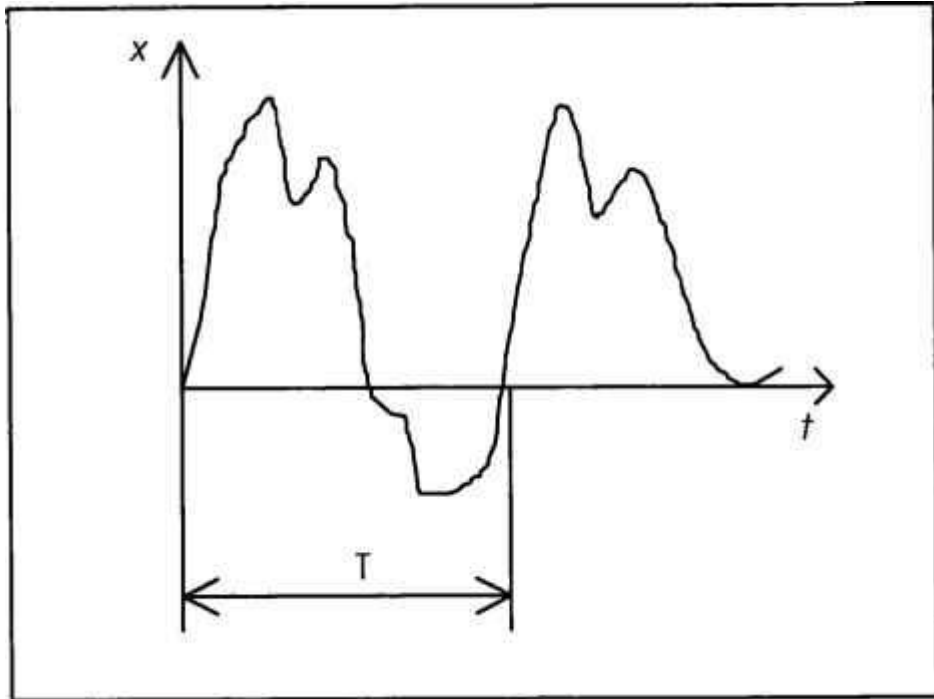


FIGURA 2.5 - Diagrama de deslocamento ao longo do tempo

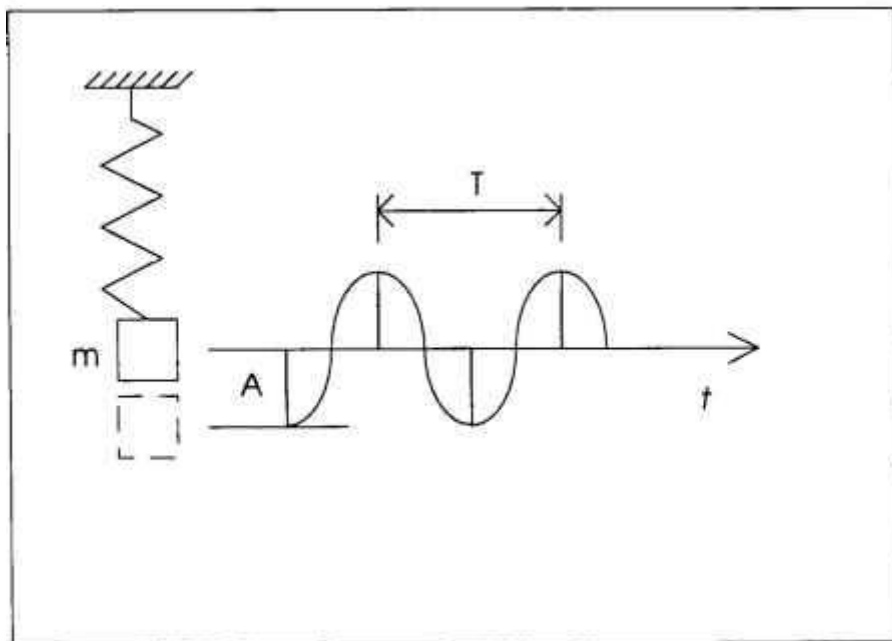


FIGURA 2.6 - Diagrama esquemático do movimento harmônico simples

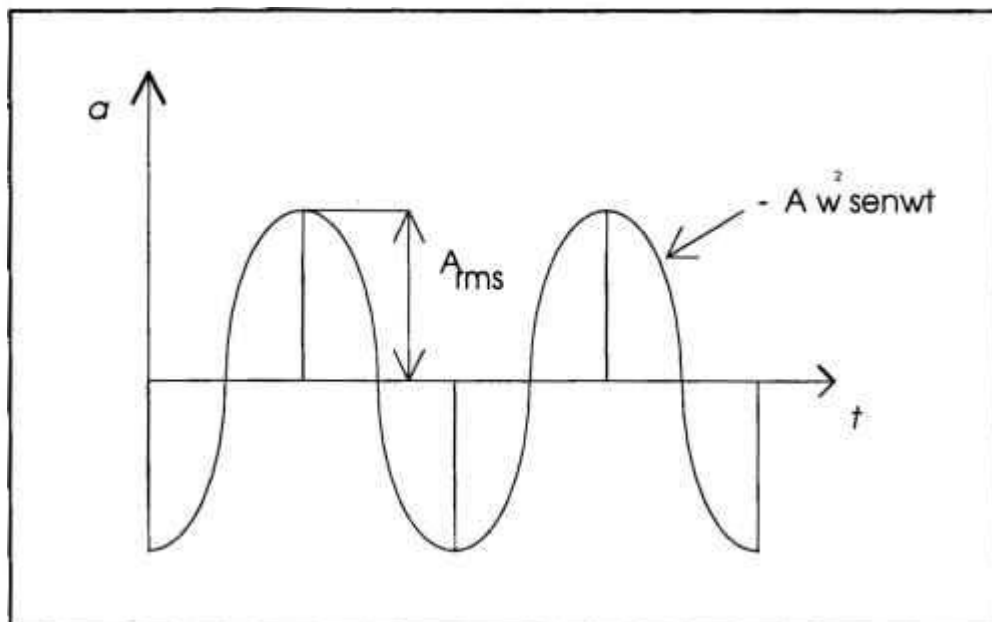


FIGURA 2.7 - Diagrama esquemático da aceleração rms em função do tempo

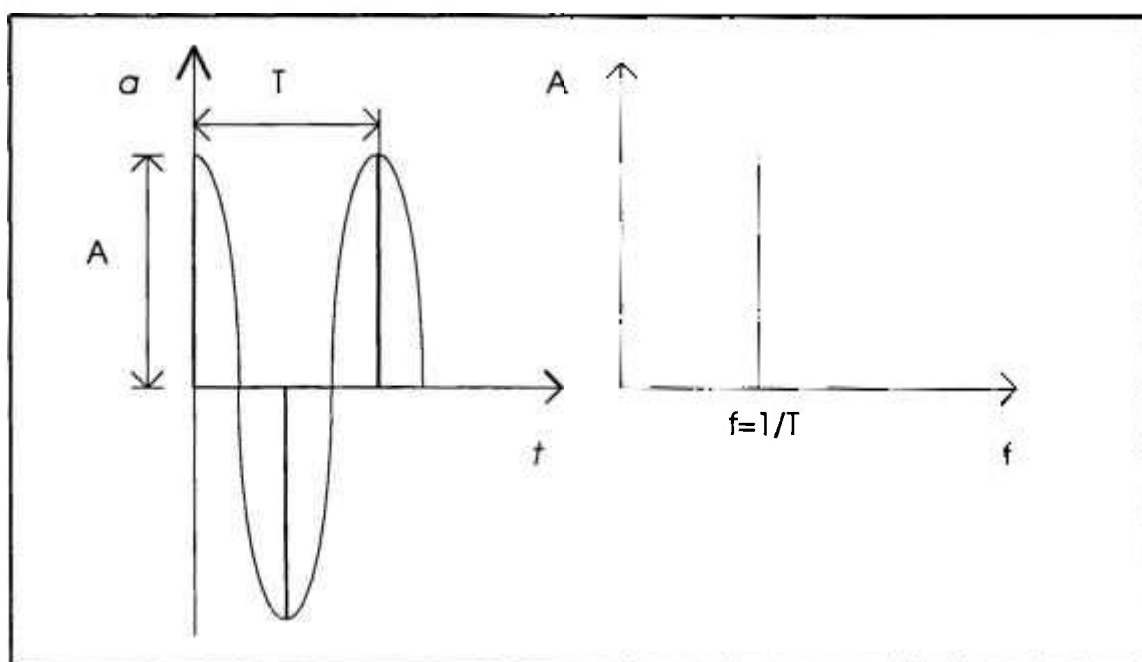


FIGURA 2.8 - Diagramas esquemáticos descrevendo a variação da aceleração no espectro de tempo e a sua amplitude no espectro de frequência

3 TÉCNICAS EXPERIMENTAIS

3.1 OBJETIVOS GLOBAIS

O objetivo do experimento foi a aquisição dos sinais de vibração emitidos por uma bomba centrífuga horizontal, com 1 estágio, equipada com eixos contendo descontinuidades. A bomba foi instalada em um circuito experimental cuja configuração permaneceu inalterada ao longo da experimentação. Dois eixos foram utilizados no experimento. No primeiro, um entalhe usinado foi inserido próximo ao rotor da bomba em ângulo de 45° com a linha de centro do eixo. A profundidade do entalhe foi aumentada subsequentemente à análise de vibrações, sendo analisadas quatro profundidades. No segundo eixo, uma trinca de fadiga foi inserida na mesma posição do entalhe usinado. Um dispositivo para ensaios à torção foi desenvolvido para a geração da trinca. A extensão da trinca foi aumentada subsequentemente à análise de vibração, sendo analisadas duas extensões no total. Um ensaio de extensometria foi realizado para confirmar que a posição das descontinuidades era a mais crítica sob o ponto de vista de mecânica da fratura. Os eixos contendo as descontinuidades foram montados na bomba e os sinais de vibração foram captados através de 8 acelerômetros, localizados em diferentes pontos, e gravados em fitas magnéticas para serem analisados em um analisador que opera em tempo real com base nas Transformadas de Fourier.

3.2 CIRCUITO HIDRÁULICO EXPERIMENTAL

O circuito experimental foi montado a partir de modificações introduzidas no Circuito Hidrodinâmico do Reator [27], conforme fluxograma apresentado na Figura 3.1, e está localizado no galpão de testes do

Laboratório de Termo-hidráulica da Coordenadoria para Projetos Especiais - COPESP, na Cidade Universitária em São Paulo.

As características da tubulação e acessórios do circuito experimental encontram-se na Tabela 3.1.

O fluido utilizado na experimentação foi água filtrada à temperatura ambiente, sem tratamento químico, armazenada no tanque TQ-1 (Figura 3.1), localizado na plataforma de uma estrutura metálica a 3,5 m acima do nível da bomba. Este tanque possui volume de 6 m³ e é fabricado em poliéster com revestimento de fibra de vidro.

A placa de orifício FE-1 (Figura 3.1), de aço inoxidável com diâmetro de $23,06 \pm 0,01$ mm permitiu obter uma vazão ideal e constante de 4,9 m³/h ao longo de todo o experimento através de regulagem da válvula V2, com leitura do diferencial de pressão na coluna manométrica FI-1, de 1000 mm com divisões de 1 mm. O erro máximo no ajuste da vazão considerando a tolerância de usinagem do orifício e o erro de leitura é de ± 2 %.

A bomba B1, modelo CPK - C1 - 32 / 200, foi fabricada pela KSB - Bombas Hidráulicas S.A. É horizontal, com um estágio, vazão de operação de 4,9 m³ / h, altura manométrica de 77,5 mca e diâmetros de sucção e recalque de 50 e 32 mm, respectivamente. Está conectada a um motor elétrico de 10 cv e 3500 rpm através de um acoplamento elástico. O rotor é do tipo fechado com cinco pás e o eixo está apoiado em mancais de rolamentos, conforme esquema da Figura 3.2. A voluta da bomba e o rotor são fabricados em aço inoxidável ASTM A-743 CF8 [28].

Além do controle de vazão, dois manômetros, TI-1 e TI-2, e dois termômetros, PI-1 e PI-2, com faixas de operação de 1 MPa e 50 °C, respectivamente, foram utilizados para garantir a configuração do circuito durante a experimentação.

3.3 FABRICAÇÃO DO EIXO EXPERIMENTAL DA BOMBA

3.3.1 Material e Geometria

O eixo foi fabricado em aço carbono tipo SAE 1045, laminado. Suas dimensões podem ser vistas na Figura 3.3.

Na Tabela 3.2, são listadas algumas propriedades mecânicas de referência para o aço SAE 1045 [29].

3.3.2 Determinação da Orientação das Descontinuidades

Teoricamente, considerando-se torção pura, sabe-se que as direções das tensões principais são a $\pm 45^\circ$ da linha de centro do eixo para tração e compressão. Assim, as descontinuidades foram inseridas em ângulo de 45° na seção com diâmetro de 24,5 mm, entre o mancal do rolamento SKF NU 305 e o alojamento do rotor do eixo, conforme o esquema da Figura 3.4.

A confirmação das intensidades e direções das tensões principais foi feita através de um ensaio de extensometria [30]. As cargas estáticas deste ensaio foram definidas em função do limite de elasticidade do material do eixo e com o cuidado de garantir o trabalho dentro da zona elástica do material. O cálculo da carga máxima do ensaio encontra-se no apêndice 1. Através de cargas previamente estabelecidas, calculou-se os valores teóricos das tensões principais. Este cálculo encontra-se no apêndice 2.

Extensômetros colocados no eixo mediram as deformações que foram utilizadas para calcular a intensidade e as direções das tensões principais. A seção submetida ao ensaio foi a de diâmetro 24,5 mm, entre o mancal dianteiro, do rolamento SKF NU 305, e o alojamento do rotor do eixo. O ensaio foi realizado em uma máquina marca INSTRON, modelo 1334, servo-hidráulica, capacidade 110 000 lb ($\cong 50$ T), com o eixo montado em um

sistema mecânico que será descrito mais adiante. Para medir as deformações do eixo, instalou-se uma roseta retangular com três extensômetros de 120Ω , sendo dois deles posicionados a 45° e o outro a 90° . A roseta é de fabricação KYOWA, modelo KFC-5-D17-11 e foi fixada com cola Loctite 496 [31,32], aproximadamente no meio da seção de 24,5 mm de diâmetro e 82 mm de comprimento, e com orientação conforme Figura 3.5. Os extensômetros foram ligados formando uma ponte de Wheatstone. Para compor esta ponte com cada extensômetro, foram utilizadas 3 pontes de fabricação KYOWA, modelo DB-120P. Os extensômetros foram montados em configuração 1/4 de ponte a três fios segundo a referência [33]. Para alimentação e condicionamento dos sinais das pontes de Wheatstone, foram utilizados 3 amplificadores da KYOWA, modelo DPM-600. Como instrumento de leitura utilizou-se um Multímetro Digital de Fabricação FLUKE, modelo 87.

A Figura 3.6 apresenta o diagrama de interligação da instrumentação utilizada em cada extensômetro da roseta. As sensibilidades dos amplificadores de strain foram ajustadas em $100 \mu\epsilon / V$ e assim utilizados durante todo o ensaio.

Os valores experimentais das deformações do eixo obtidos na extensometria estão registrados na Tabela 3.3 com uma precisão de $0,1 \mu\epsilon / mV$. Substituindo-se os valores das deformações dos extensômetros nas equações (3.1), (3.2) e (3.3) [34], obtemos os valores experimentais das tensões principais, conforme a Tabela 3.4.

$$\theta = \frac{1}{2} \tan^{-1} \left[\frac{2\varepsilon_2 - (\varepsilon_1 + \varepsilon_3)}{\varepsilon_1 - \varepsilon_3} \right] \quad (3.1)$$

$$\sigma_{max,min} = \frac{E}{2} \left[\frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_3}{1-\nu} \pm \frac{\sqrt{2}}{1+\nu} \sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2} \right] \quad (3.2)$$

$$\tau_{max,min} = \pm \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (3.3)$$

Na tabela 3.5 encontram-se os erros percentuais obtidos entre o cálculo teórico e os resultados experimentais. Como os resultados experimentais apresentados na Tabela 3.4 confirmam os cálculos teóricos da Tabela A 2.1, e como as pequenas diferenças encontradas entre os dois resultados podem ser atribuídas às imprecisões da cadeia de medição, podemos concluir que as discontinuidades foram inseridas na posição mais crítica do eixo.

3.3.3 Fabricação dos Entalhes Usinados

O entalhe foi usinado com uma fresa circular de aço rápido, 80 mm de diâmetro, 1,5 mm de espessura e com 48 dentes afiados em ângulo de 90°. A primeira usinagem foi feita com profundidade de 3 mm, sendo aumentada

subseqüentemente para 8, 13 e 18 mm. A precisão na profundidade dos entalhes é de $\pm 0,05$ mm.

3.3.4 Geração das Trincas de Fadiga

Para gerar a trinca de fadiga usinou-se primeiramente um entalhe com 3 mm de profundidade, com a mesma fresa utilizada para realizar os entalhes usinados descritos no ítem anterior. Em seguida, para facilitar o início da trinca, aplicou-se uma técnica [35], que fragiliza o fundo do entalhe. Esta técnica consiste em perfurar ou refundir o fundo do entalhe ao longo de sua extensão com a ajuda de uma máquina laser de corte/solda. O resultado é uma redução significativa no número de ciclos necessários para iniciar a propagação, concomitantemente com um perfil mais plano da frente fadigada. A máquina empregada, uma CNC marca LASAG, modelo KLS 322, foi ajustada para operar no modo de "corte", utilizando-se uma lâmpada de soldagem e uma lente objetiva de 100 mm. A velocidade de deslocamento foi regulada para 900 mm / min com freqüência de disparo de 40 Hz e energia de 0,85 J. O trabalho foi desenvolvido em atmosfera de nitrogênio.

Para aplicar tensões de cisalhamento no eixo de forma que estas iniciassem uma trinca de fadiga e fosse possível provocar o seu crescimento, foi necessário desenvolver um dispositivo, Figura 3.7, que permitisse transformar as cargas aplicadas verticalmente pela máquina servo-hidráulica de ensaios de tração em cargas torsionais. O dispositivo foi desenvolvido de forma que a linha de centro do eixo estivesse deslocada em 100 mm do centro da célula de carga da máquina de tração. A Figura 3.8 apresenta o desenho do eixo montado no dispositivo e a linha de atuação da célula de carga da máquina de tração.

Na fase de nucleação da trinca aplicou-se, alternadamente, uma carga de 2500 N com freqüência de 8 Hz durante 265 000 ciclos.

A fase de acabamento da trinca ocorreu até 290 000 ciclos, aplicando-se uma carga final de 3500 N com frequência de 9 Hz. A tensão uniforme resultante equivale à metade do limite elástico do material especificado, conforme cálculo apresentado no apêndice 1, não havendo, portanto, plastificação extensiva.

Considerável dificuldade foi encontrada para medir a profundidade da trinca de fadiga por métodos não destrutivos, em virtude do seu formato não plano e da inclinação a 45° em relação à linha de centro do eixo. Tentativas foram feitas com um sistema de inspeção ultra-sônica de última geração cedido pela COPESP, incluindo um aparelho de inspeção marca KrautKramer modelo USIP 21 e um braço robótico de seis eixos com repetibilidade melhor que 0,1 mm.

Um dispositivo em acrílico, Figura 3.9, foi desenvolvido especialmente para permitir o acoplamento de um transdutor de ultra-som KrautKramer modelo B 1 S-N, SÉRIE D, frequência de 1 MHz, incidência normal e diâmetro de 25 mm. Os resultados obtidos não foram confiáveis, não restando outra alternativa a não ser romper o eixo em nitrogênio líquido após a aquisição de dados.

3.4 AQUISIÇÃO DE DADOS DE VIBRAÇÃO

A instrumentação para a análise de vibração foi baseada em acelerometria, em conformidade com os critérios internacionalmente estabelecidos, já descritos no item 2.2. Oito acelerômetros foram instalados na bomba, nas posições indicadas na Figura 3.10. As características destes acelerômetros e dos amplificadores de carga estão relacionadas na Tabela 3.6

A aquisição de dados foi feita com um gravador de oito canais marca Hewlett Packard modelo HP 3968A [36]. A configuração eletrônica

empregada para a gravação foi a de modulação FM, que permite uma resposta plana até 15 kHz, sujeita às limitações da fita magnética usada.

Os primeiros cuidados antes de iniciar a aquisição de dados foram direcionados à escolha de uma fita magnética que possuísse resposta plana na faixa de interesse do experimento. Após testes com um gerador de sinais, selecionou-se para gravação dos dados de vibração a fita magnética marca Maxell, tipo XLI / 35-90B, de 1/4", que fornecia resposta plana garantida de até 5 kHz com um sinal de até 5V na velocidade de 381 mm / s.

Cada aquisição foi sempre precedida e sucedida pela gravação de um sinal de referência de 2V em 5 kHz na fita magnética. Este procedimento serviu para garantir a confiabilidade da gravação e reprodução dos dados de vibração. O sinal de referência foi sistematicamente verificado durante a análise de dados.

A análise de dados foi feita com uma estação de análise dinâmica de sinais marca Hewlett Packard, modelo HP 3562A. Este equipamento incorpora um analisador de tempo real com 2 canais, possuindo capacidade de realizar medidas e análises combinadas até 100 kHz. É também equipado com uma fonte geradora de sinais de ± 10 V, que foi utilizada para gerar o sinal de referência de 2V / 5 kHz ao longo de toda a experimentação. Os gráficos foram impressos em um "plotter" marca Hewlett Packard, modelo HP 7475A.

Além do cuidado na seleção da fita magnética, cada aquisição de dados foi precedida pela verificação do nível de vibração do conjunto da bomba antes da montagem do eixo. Assim, minimizou-se a possibilidade de superimposição de sinais espúrios na assinatura da própria descontinuidade experimental. Para esta finalidade foi utilizado o software MASTER TREND - 2.0 e o analisador de vibrações 2110 fabricados pela Computational System Inc. [37]. Este conjunto permite analisar sinais até a faixa de frequência de 20 KHz e possui memória de 832 Kbytes. Os sinais de vibração foram capturados por acelerômetros do mesmo fabricante, com sensibilidade de

10 mV / ms⁻² e resposta de frequência linear na faixa de 2 Hz a 10 KHz. Os níveis máximos de vibração para o motor elétrico foram calculados de acordo com o método de Berry [14], e encontram-se na Tabela 3.7. Estes valores são calculados limitando os níveis máximos de vibração para as faixas, ou bandas, das frequências que compõem a assinatura de vibração do equipamento. Portanto, os parâmetros de Berry [14] são mais rigorosos que os das normas ISO 2372 [15] e 3945 [38], já que as ISO consideram limites de níveis globais de vibração.

3.5 Determinação de Frequências Naturais do Eixo

Estes ensaios foram realizados com o intuito de observar se houve surgimento de frequências naturais do eixo próximas às harmônicas, após a inserção das discontinuidades. A presença dessas frequências causaria elevação nas amplitudes das harmônicas que estivessem nesta situação, como por exemplo a 3^a harmônica do eixo fadigado e a 4^a harmônica do eixo com entalhes usinados.

Os ensaios, estáticos, foram realizados com o eixo contendo um entalhe usinado com 18 mm de profundidade. A realização do ensaio exigiu que o rotor da bomba estivesse exposto para instalação de um acelerômetro.

Assim, inicialmente tentou-se realizar o ensaio com o eixo montado na própria bomba, porém com a voluta desmontada. Entretanto, detalhes construtivos impediram a fixação do conjunto, tornando o ensaio inviável com esta montagem. A alternativa foi montar o eixo equipado com rotor, rolamentos e acoplamento, no dispositivo utilizado para o crescimento de trincas de fadiga. Os suportes para apoio do eixo estavam com a mesma distância existente entre os mancais da bomba. Para esta montagem, duas posições do eixo foram ensaiadas. Na primeira, o entalhe foi posicionado horizontalmente voltado para cima. Na segunda, o eixo foi rotacionado em

90° de forma que o entalhe permanecesse na posição vertical. O sensor utilizado nos dois ensaios foi um acelerômetro Brüel & Kjaer tipo 4371, n° de série 1341548, sensibilidade de 9,55 pC/g , posicionado na extremidade do rotor, próximo ao eixo. O acelerômetro foi ligado ao amplificador de carga Brüel & Kjaer tipo 2635, cujas características encontram-se no item 8 da tabela 3.6. A aquisição de dados foi feita na estação de análise dinâmica de sinais marca Hewlett Packard, modelo HP 3562A, calibrada para aquisição da amplitude em volts-Pico, na escala linear. A aquisição foi feita com 10 médias, sem sobreposição e com janela hanning [17,39]. A faixa de frequência dinâmica calibrada foi entre 5 e 405 Hz. O conjunto foi excitado por pancadas desferidas verticalmente sobre a parte superior externa do rotor, com um martelo de neoprene de 1 kg.

Os resultados estão descritos no item 4.3 e apresentados nos espectros de frequência mostrados nas Figuras 4.22 a 4.30.

	TRECHOS DA TUBULAÇÃO				VÁLVULAS		
	TQ-1/V0	V0/B1	B1/V0	V0/TQ1	V0	V1	V2
MATERIAL	PVC	PVC	PVC	PVC	FERRO FUNDIDO	LATÃO	LATÃO
DIÂMETRO	6"	2"	1 1/4"	6"	6"	2"	1 1/4"
TIPO	-	-	-	-	GAVETA	GAVETA	GLOBO

Nota : Vide figura 3.1 para legendas

TABELA 3.1 - Características da tubulação e acessórios do circuito hidráulico experimental

Material	Estado	Limite de Resistência MPa	Limite de Escoamento MPa
SAE-1045	Laminado	630	530

TABELA 3.2 - Propriedades mecânicas de referência do aço SAE - 1045 [29]

Carga (N)	M_{tor} (N.m)	$\epsilon_1(x10^{-6})$	$\epsilon_2(x10^{-6})$	$\epsilon_3(x10^{-6})$
500	50	111	3,1	-116
1000	100	218	7,5	-230
1500	150	323	9,7	-339
2000	200	426	11,1	-444
2500	250	536	12,2	-552
3000	300	643	11,3	-658

TABELA 3.3 - Valores experimentais das deformações do eixo obtidos no ensaio de extensometria

onde: ϵ_1 = Deformação relativa à direção do extensômetro 1

ϵ_2 = Deformação relativa à direção do extensômetro 2

ϵ_3 = Deformação relativa à direção do extensômetro 3

M_{tor} (N.m)	θ (°)	σ_{min} (MPa)	σ_{max} (MPa)	τ (MPa)
50	43,6	-18,2	16,8	17,5
100	43,3	-36,2	32,8	34,5
150	43,5	-53,3	48,7	51,0
200	43,7	-69,6	64,4	67,0
250	43,9	-86,0	81,5	83,7
300	44,2	-102,3	98,0	100,1

TABELA 3.4 - Tensões principais determinadas no ensaio de extensometria

M_{tor} (N.m)	θ (%)	σ_{min} (%)	σ_{max} (%)	τ (%)
50	3	7	1	3
100	4	3	6	1
150	3	3	6	2
200	3	1	7	3
250	2	1	6	4
300	2	2	2	0.1

TABELA 3.5 - Erros percentuais entre os valores teóricos e experimentais de tensão no ensaio de extensometria

POSIÇÃO	ACELERÔMETRO					AMPLIFICADOR DE CARGA MARCA/MOD.
	MARCA SÉRIE	MODELO	SENSIB. pC/g	CAPACITAN. pF	MAX. SENSIBILIDADE TRANSVERSAL %	
1	ENDEVCO JT90	7701-100	94	2660	1,9	ENDEVCO 2721B
2	ENDEVCO JW24	7701-100	92	2327	1,7	ENDEVCO 2721B
3	ENDEVCO JW05	7701-100	97,2	2724	2,0	ENDEVCO 2721B
4	ENDEVCO KA25	7701-100	107,8	2885	1,3	ENDEVCO 2721B
5	ENDEVCO JW07	7701-100	91,7	2544	1,6	ENDEVCO 2721B
6	ENDEVCO KA27	7701-100	101,4	2876	2,2	ENDEVCO 2721B
7	BRUEL & KJAER 925265	4370	97,0	1164	2,7	BRUEL & KJAER TIPO 2635 SN-921466
8	BRUEL & KJAER 925264	4370	96,5	1145	1,4	BRUEL & KJAER TIPO 2635 SN-921443

TABELA 3.6 - Características da instrumentação de vibração empregada neste trabalho

FAIXA DE FREQUÊNCIA Hz	NÍVEL MÁXIMO DE VIBRAÇÃO mm / s - rms
20 - 70	4,84
70 - 130	2,69
130 - 190	2,15
190 - 390	4,52
390 - 1200	1,88
1200 - 2300	1,77

Tabela 3.7 - Níveis máximos de vibração para o motor elétrico conforme Berry[14]

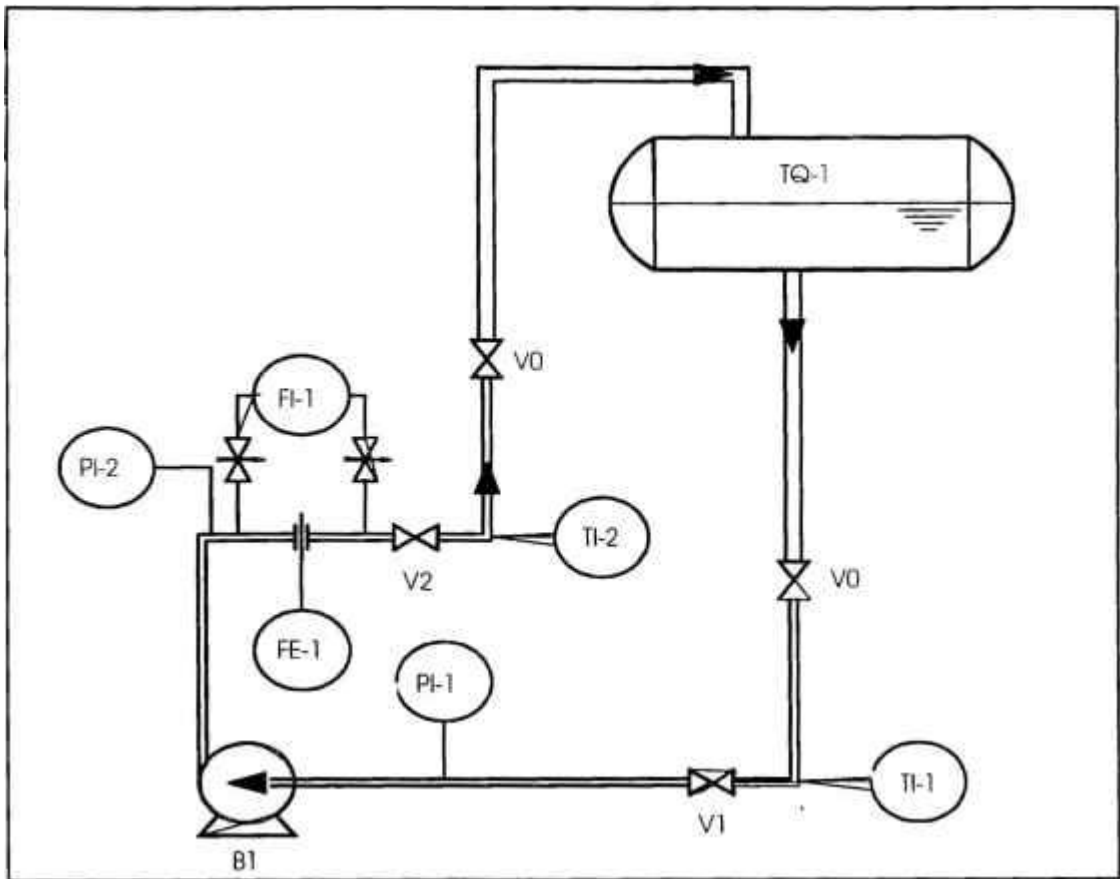


FIGURA 3.1 - Fluxograma do circuito experimental

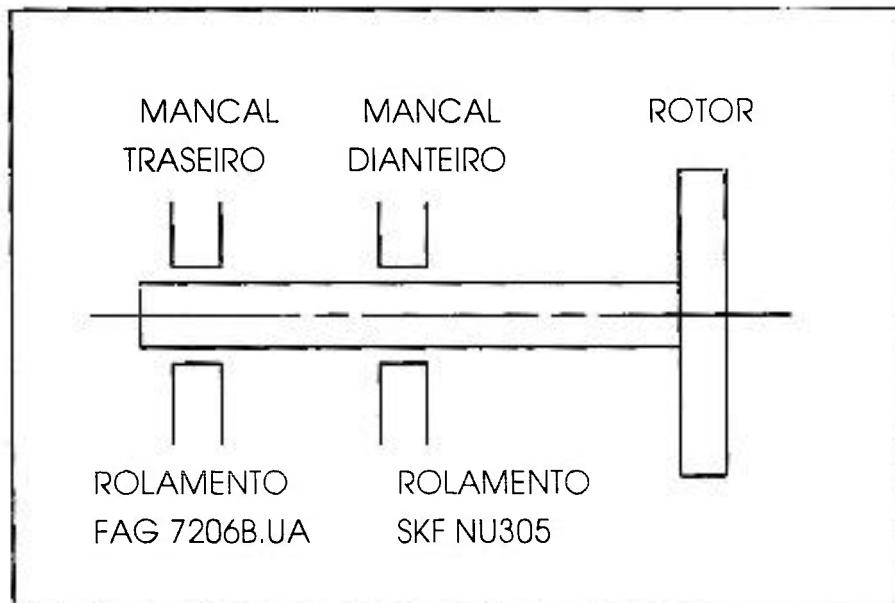


FIGURA 3.2 - Esquema dos mancais e rotor da bomba

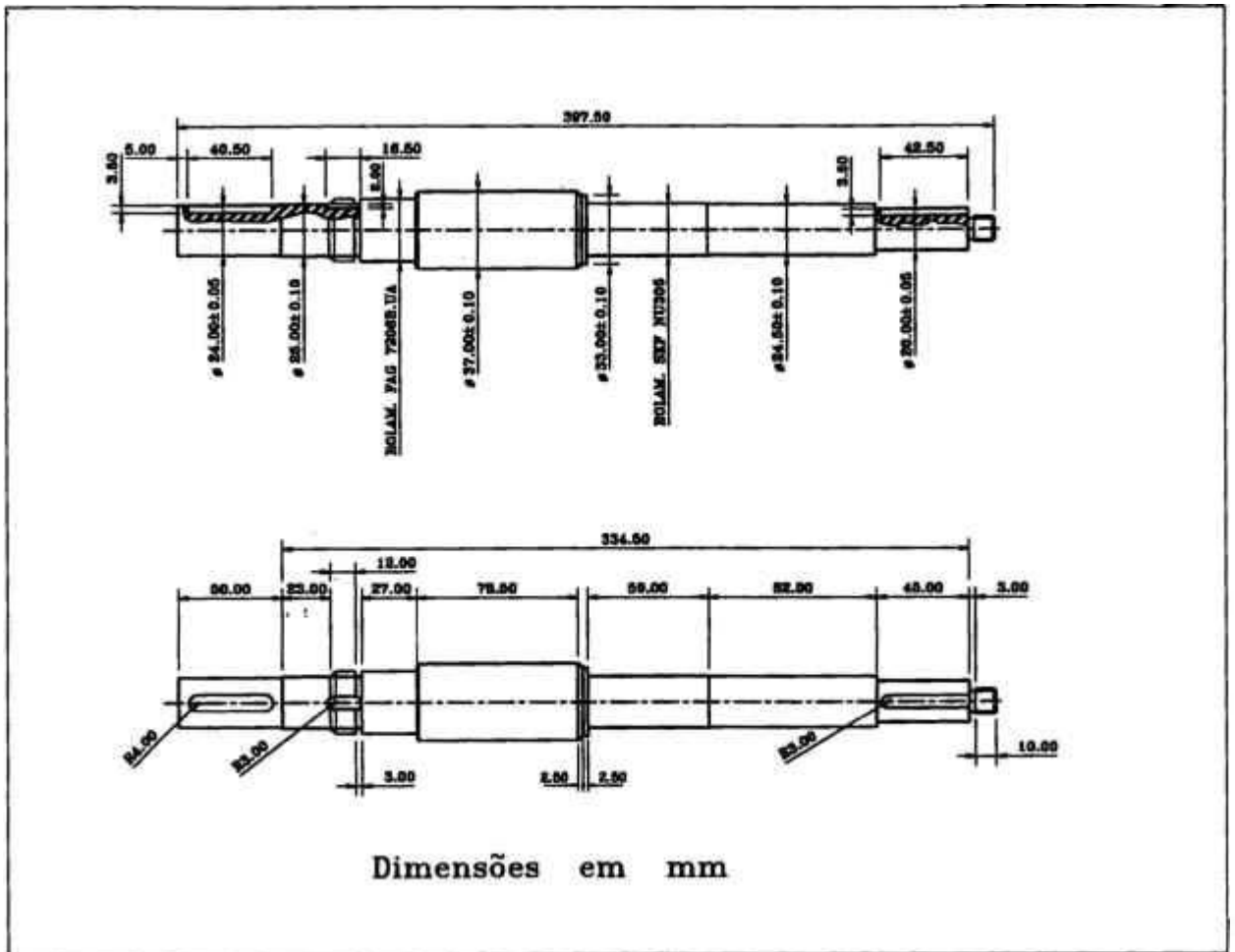


FIGURA 3.3 - Dimensões dos eixos experimentais

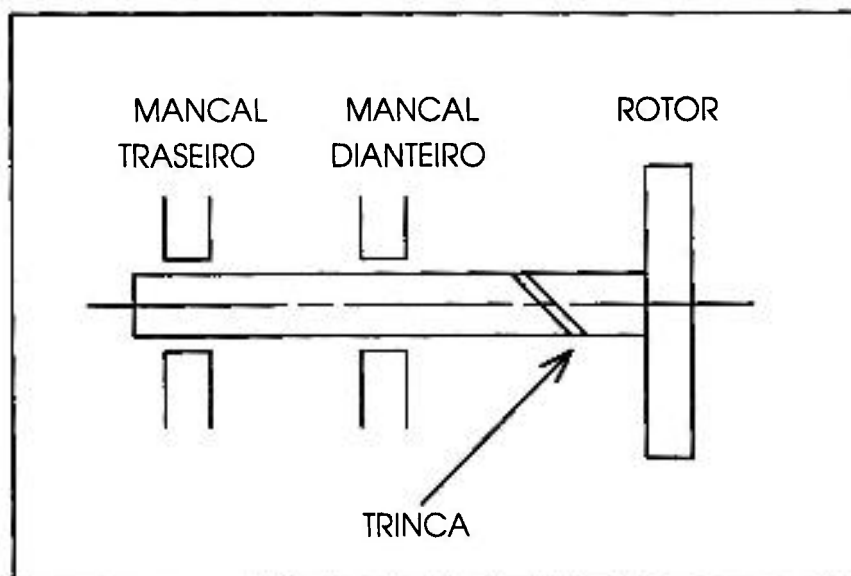


FIGURA 3.4 - Posição da trinca nos eixos experimentais

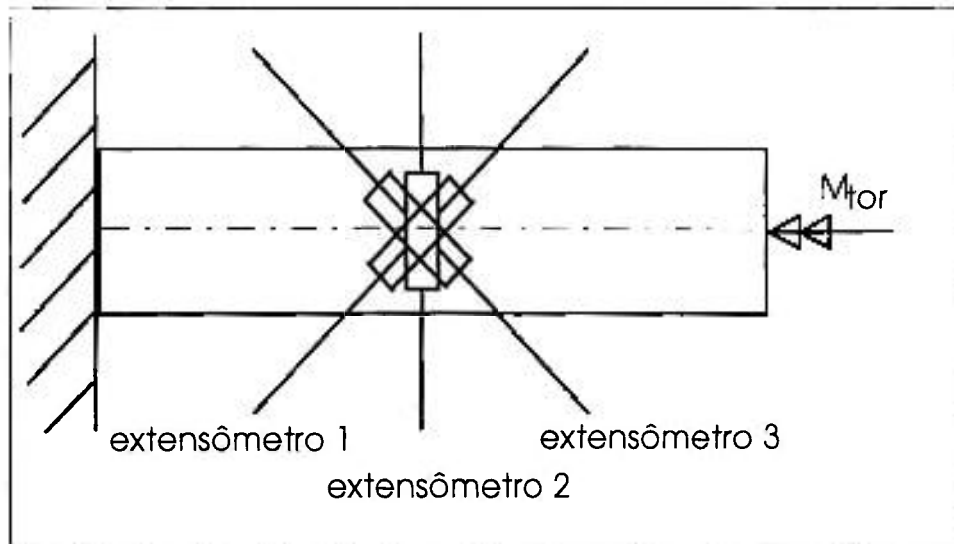


FIGURA 3.5 - Posição da roseta no eixo para o ensaio de extensometria

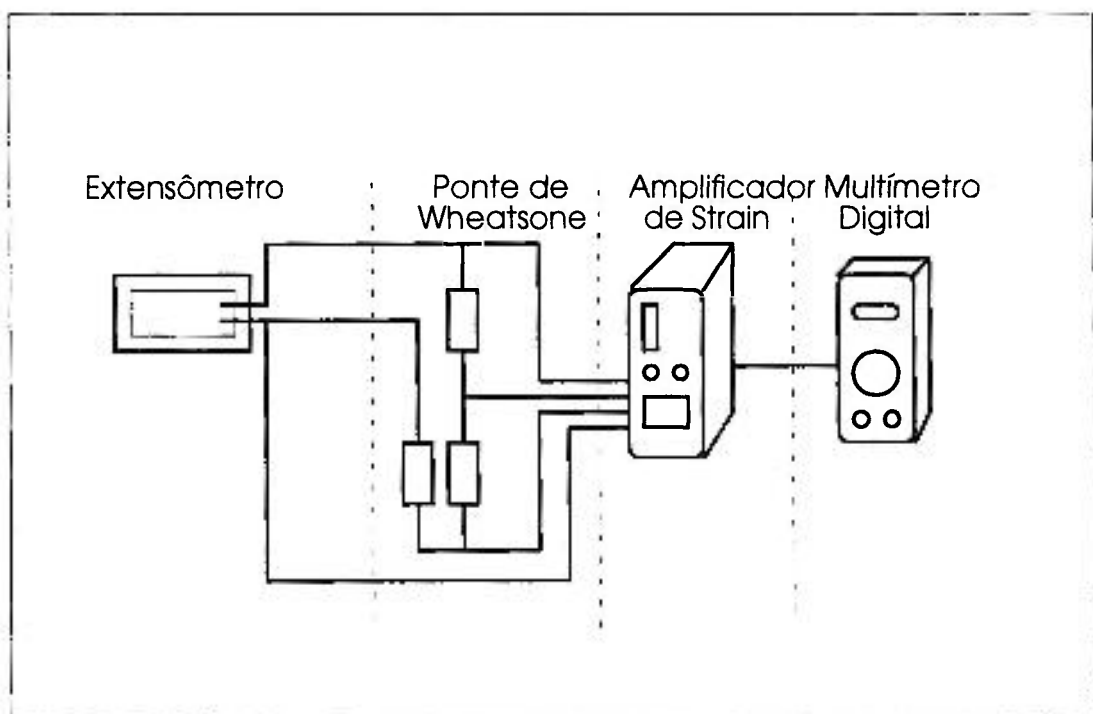


FIGURA 3.6 - Diagrama de interligação dos extensômetros no ensaio de extensometria

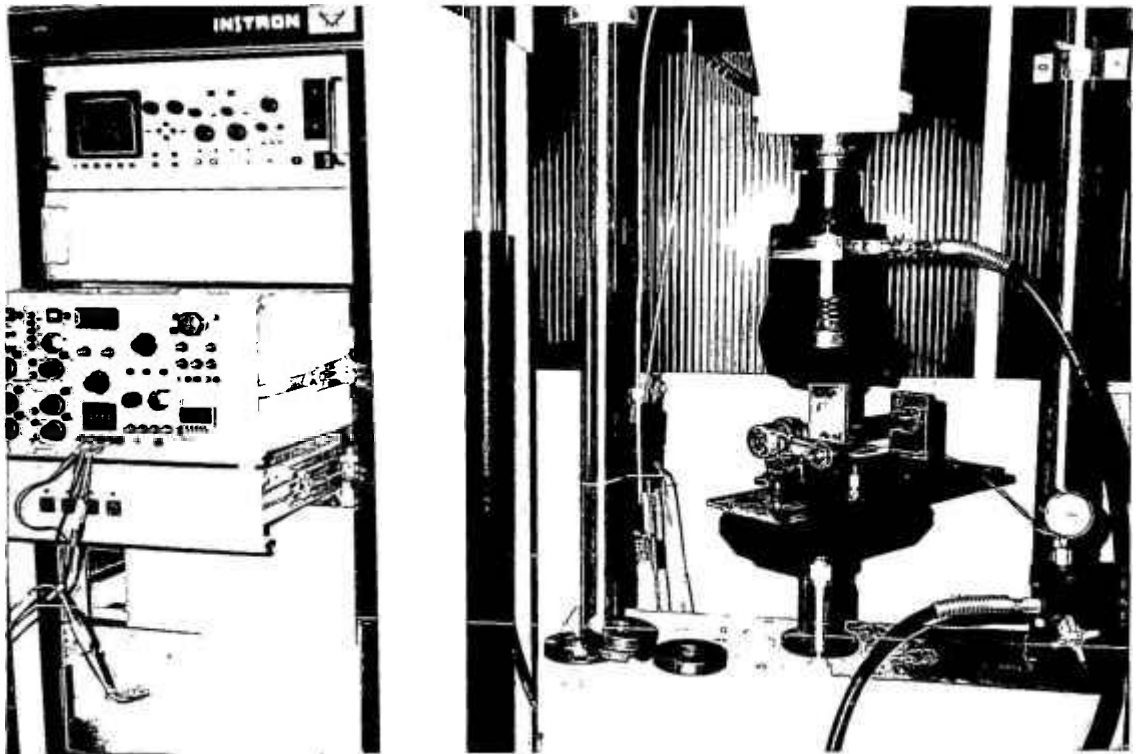


FIGURA 3.7 - Vista Geral do Sistema Mecânico no Ensaio de Extensometria

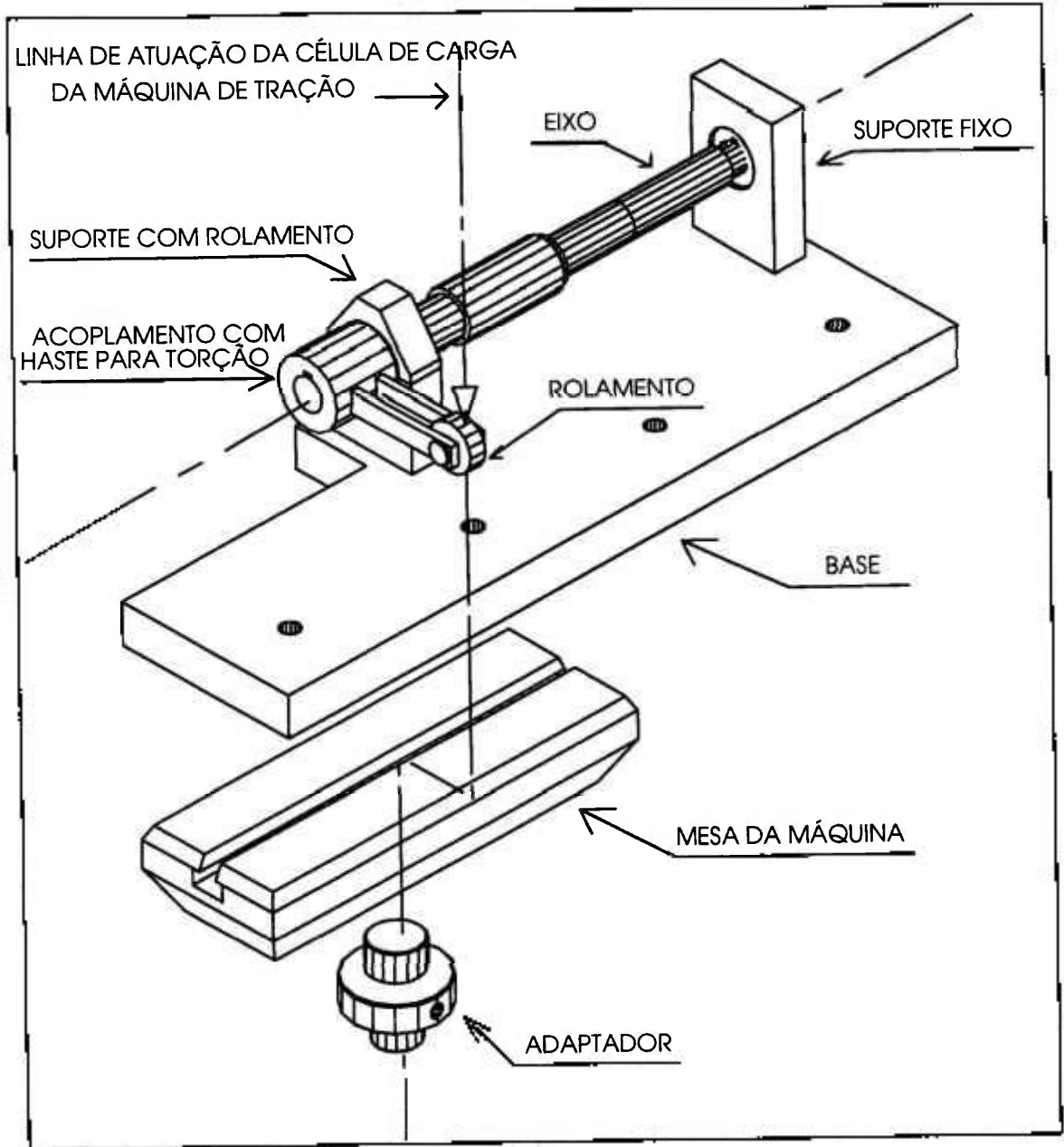


FIGURA 3.8 - Arranjo do dispositivo para crescimento das trincas de fadiga

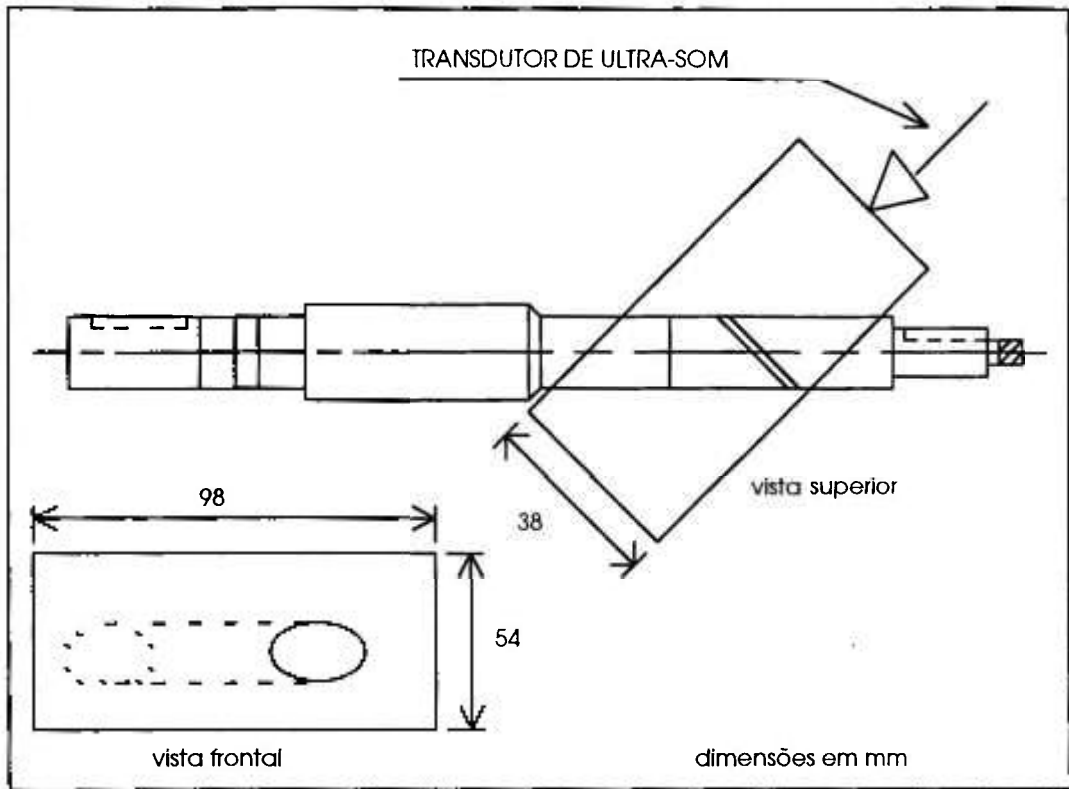


FIGURA 3.9 - Dispositivo para medir trinca de fadiga com ultra-som

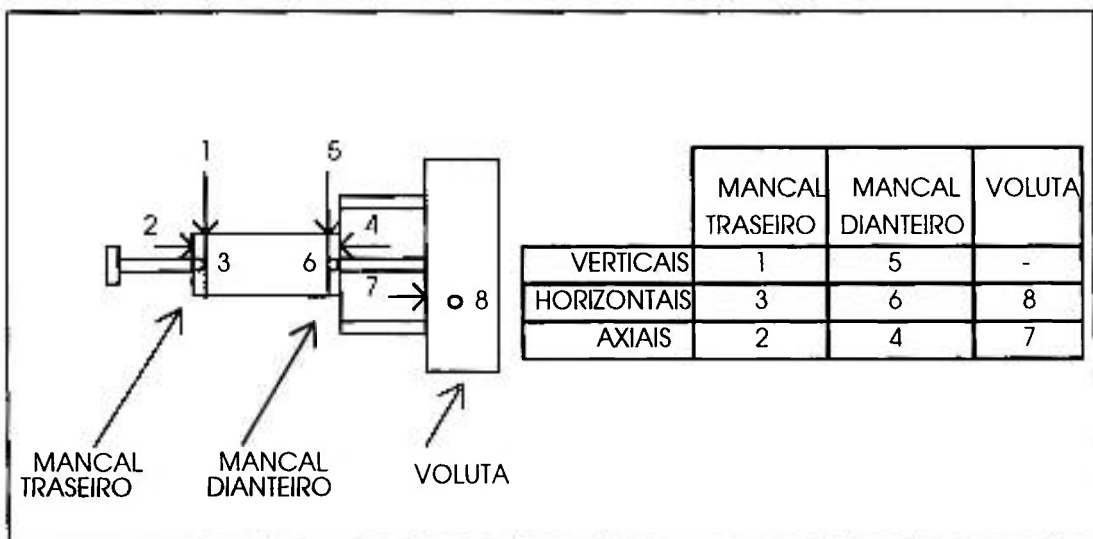


FIGURA 3.10 - Posição dos acelerômetros na bomba

4 RESULTADOS

4.1 Entalhes Produzidos

- **Trinca de Fadiga**

O sucesso da geração da trinca de fadiga dependeu em boa parte da adequada fragilização do entalhe iniciador, através da aplicação da técnica com feixe laser. A Figura 4.1 mostra o aspecto microestrutural da região fragilizada após a fratura do eixo em nitrogênio líquido.

O aspecto macroscópico da superfície fraturada do eixo é mostrado na Figura 4.2. Uma legenda descritiva é incluída ao lado da imagem fotográfica para descrever os limites do entalhe usinado e das frentes de fadiga e de fratura. Observa-se que, apesar da frente plana do entalhe iniciador, as superfícies de fadiga são abauladas de forma que sua profundidade é variável ao longo do raio. Mais ainda, a trinca não é plana : seu crescimento ocorre descrevendo aproximadamente uma helicóide, configurando uma situação complexa de mecânica da fratura. Igualmente complexa é a detecção ou a caracterização desta superfície por métodos não destrutivos de inspeção volumétrica.

Apesar da profundidade da trinca não ser uniforme, uma estimativa da área resistente do eixo foi feita para cada uma das trincas. Assumindo um formato elíptico plano para a trinca de fadiga, as áreas resistentes puderam ser estimadas a partir da Figura 4.2 em 342 mm^2 e 127 mm^2 respectivamente para as trincas de 265000 e 290000 ciclos. Em termos relativos, estas áreas representam 51 % e 19 % da área elíptica total do eixo (inclinada a 45° da sua linha de centro), igual a 666 mm^2 .

Também pela Figura 4.2 foram estimadas as taxas de crescimento (da / dN) das duas trincas. Através de medições das profundidades nas pontas

e nos centros das frentes das descontinuidades, obtivemos os seguintes resultados :

- Para a trinca de 265 000 ciclos, a taxa de crescimento na ponta foi de $0,3 \cdot 10^{-4}$ mm/ciclo e $0,4 \cdot 10^{-4}$ mm/ciclo no centro.

- Para a trinca de 290 000 ciclos, a taxa de crescimento na ponta foi de $0,28 \cdot 10^{-3}$ mm/ciclo e $0,24 \cdot 10^{-3}$ mm/ciclo no centro.

Sem dúvida, a atual trinca de 290000 ciclos representa um estágio terminal da vida do eixo.

• Entalhes Usinados

Imagens dos entalhes usinados não estão incorporadas a este trabalho em virtude do seu formato bastante simples. Diferentemente da trinca de fadiga, esta descontinuidade apresenta profundidade uniforme e formato plano. Assim, as áreas resistentes puderam ser estimadas através da subtração da área total do eixo, representada pela elipse a 45° do seu centro e igual a 666 mm^2 , pela área do ciclóide provocado pelo corte da fresa circular. Os valores de 645 mm^2 , 516 mm^2 , 311 mm^2 e 99 mm^2 correspondem respectivamente às profundidades de 3 mm, 8 mm, 13 mm e 18 mm. Em termos relativos, estas áreas representam 97 %, 77 %, 47 % e 15 % da área total.

4.2 ANÁLISE DE VIBRAÇÃO

4.2.1 Espectro de Tempo

Inicialmente, os sinais de vibração foram observados em gráficos que representavam a amplitude em função do tempo. Com a estação de análise dinâmica de sinais HP 3562A calibrada para aquisição em tempo real, obteve-se o gráfico típico apresentado na Figura 4.3 (direção horizontal, posição 8). Neste gráfico se observa o sinal de vibração ao longo do tempo, representado por uma onda senoidal com período igual ao inverso da frequência de rotação da bomba. O sinal está envolvido por ruídos randômicos. Na tentativa de visualizar melhor o sinal, aplicou-se ao mesmo a função Auto-Correlação para eliminação dos ruídos randômicos, que são as partes não-periódicas do sinal, como pode ser visto na Figura 4.4. Por este gráfico podemos observar que a aplicação desta função, resultou na representação de uma onda senoidal com o período igual ao inverso da frequência de maior amplitude do sinal de vibração, adquirido na direção horizontal da posição 8. Isto pode ser comprovado através da Figura 4.5, que mostra o gráfico contendo as diversas frequências que compõem o sinal de vibração desta posição.

4.2.2 Espectro de Frequência

Foram adquiridos e analisados um total de sessenta e quatro espectros de frequência. Cada uma das oito posições e cada descontinuidade, considerando as referências, possui seu espectro específico. A estação para análise dinâmica de sinais HP 3562A foi calibrada para aquisição de dados com 10 médias, sem sobreposição de sinais e utilizando-se janela hanning. Maiores detalhes sobre calibração e operação da estação de análise dinâmica

podem ser encontrados na bibliografia referenciada [17, 39]. Um gráfico do sinal de vibração emitido pela bomba, como por exemplo na direção horizontal, posição 8, pode ser visto na Figura 4.5. No eixo X estão apresentadas as frequências na faixa dinâmica de observação de 2 kHz. No eixo Y encontram-se as amplitudes apresentadas sob a forma de aceleração rms na escala linear. Neste gráfico pode-se notar também a marcação da frequência fundamental $F_h = 58,9$ Hz e suas harmônicas. No presente trabalho, a amplitude de cada fundamental e cada harmônica foi determinada e registrada para cada assinatura adquirida.

Para analisar os resultados experimentais deste trabalho foi necessário optar-se por uma técnica que viabilizasse a sua correlação. A técnica, assim como seus gráficos representativos, encontra-se no item a seguir.

4.2.3 Normalização das Amplitudes dos Harmônicos

O volume extensivo de informação gerado ao longo do experimento virtualmente inviabilizava a correlação objetiva entre as condições experimentais com base nos espectros de tempo ou de frequência. Para contornar esta dificuldade, desenvolveu-se uma técnica alternativa que fornecesse uma indicação da variação da amplitude de cada harmônico de cada condição experimental a partir de uma referência universal. Neste caso, a referência universal correspondia às amplitudes de cada harmônico medidas no eixo antes da geração da descontinuidade. Assim, se o conjunto de amplitudes dos harmônicos no eixo sem descontinuidade fosse

$$A_{R,f} , A_{R,2f} , A_{R,3f} , \dots$$

e se o conjunto de amplitudes dos harmônicos do eixo contendo a descontinuidade "i" fosse

$$A_{i,f} , A_{i,2f} , A_{i,3f} , \dots$$

então o conjunto de ANH para a condição "i" seria

$$ANH_i = \frac{A_{i,f}}{A_{R,f}} - 1 , \frac{A_{i,2f}}{A_{R,2f}} - 1 , \frac{A_{i,3f}}{A_{R,3f}} - 1 , \dots(4.1)$$

Os conjuntos de ANH_i para todos os experimentos foram relacionados nas Tabelas A3.1 a A3.16 do apêndice 3 para facilitar a referência futura. A visualização das tendências pode ser realizada facilmente através das Figuras 4.6 a 4.21. Nas figuras são agrupados os ANHs para cada posição de leitura da bomba. A tendência global emerge a partir das linhas interpoladas para cada tipo e propriedade de entalhe. O primeiro valor de frequência, ou seja, 58,33 Hz, corresponde sempre à frequência fundamental.

- **Mancal traseiro - posição 1 - vertical**

No caso do eixo com entalhes de usinagem, a amplitude do sinal diminuiu na frequência fundamental e na 2ª harmônica, como pode ser visto na Figura 4.6. A amplitude da 3ª harmônica também diminuiu nas 3 primeiras profundidades do entalhe, superando o sinal de referência em 32 % somente na profundidade de 18 mm. As 4ª (233 Hz) , 13ª (758 Hz) e 22ª (1283 Hz) harmônicas apresentaram alterações significativas em suas amplitudes, porém com evoluções diferentes. Na 4ª harmônica, o entalhe de 3 mm elevou a amplitude em 52% em relação à referência, continuando a aumentar progressivamente até a profundidade de 13 mm. A profundidade de 18 mm provocou a redução desta amplitude em relação à profundidade anterior, mantendo-a, entretanto, 150 % acima do sinal de referência. As 13ª e 22ª harmônicas tiveram evoluções semelhantes. Os entalhes de 3, 8 e 18 mm aumentaram as amplitudes destas harmônicas progressivamente. A amplitude provocada pela profundidade de 13 mm situou-se entre os valores das amplitudes das profundidades de 3 e 8 mm do entalhe, ou seja, 200 % aproximadamente acima do sinal de referência.

No caso do eixo com trincas de fadiga, a trinca de 265 000 ciclos causou reduções de 53 % e 33% nas amplitudes da frequência fundamental e da 2ª harmônica, como pode ser visto na Figura 4.7. As 7ª, 13ª e 22ª harmônicas tiveram as suas amplitudes aumentadas em 102 %, 212 % e 148 %, respectivamente. A trinca de 290 000 ciclos praticamente não alterou a amplitude da frequência fundamental. Na 2ª harmônica, a amplitude foi aumentada em 70 % acima da referência, estando porém na 3ª harmônica a maior variação encontrada no espectro, ou seja, 902 % acima do valor de referência. À exceção das 6ª e 22ª harmônicas, o espectro de vibração da trinca de 290 000 ciclos apresentou amplitudes com valores acima dos valores observados no espectro de vibração da trinca de 265 000 ciclos.

- **Mancal traseiro - posição 2 - axial**

No eixo com os entalhes usinados pode-se dizer que as 3 primeiras profundidades não afetaram a amplitude da frequência fundamental. A profundidade de 18 mm elevou em 37 % a amplitude desta frequência. Na 2ª harmônica houve redução das amplitudes, devendo-se ressaltar o decréscimo de 86 % causado pela profundidade de 3 mm. Na 3ª harmônica (175 Hz), somente a profundidade de 18 mm provocou uma alteração significativa na amplitude. Como na posição 1, as alterações relevantes ocorreram nas amplitudes das 4ª, 13ª e 22ª harmônicas, mantendo-se inclusive a similaridade com nas alterações provocadas por cada profundidade do entalhe, como pode ser observado na Figura 4.8.

No eixo com trincas de fadiga, a trinca de 265 000 ciclos não alterou a amplitude da frequência fundamental, Figura 4.9 . A amplitude da 2ª harmônica foi reduzida em 57 %, e a da 3ª aumentada em 89 %. Nas 7ª, 13ª e 22ª harmônicas, as amplitudes foram elevadas em 135 %, 211 % e 177 %, respectivamente. A maior variação aconteceu com a 11ª harmônica, cuja amplitude foi aumentada em 1816% acima da referência. Na trinca de 290 000 ciclos, à exceção da frequência fundamental, da 15ª harmônica, cujas amplitudes diminuíram 21 % e 46% respectivamente, e da 22ª harmônica, que não sofreu alteração, as outras frequências tiveram suas amplitudes elevadas em relação ao espectro da trinca de 265 000 ciclos. Deve-se ressaltar os valores significantes das amplitudes das 3ª e 11ª harmônicas, 1920 e 3225 % respectivamente.

- **Mancal traseiro - posição 3 - horizontal**

A Figura 4.10 mostra que para o eixo com entalhes usinados, como nas duas posições anteriores, a amplitude da frequência fundamental não foi alterada, e na 2ª harmônica houve decréscimo da amplitude nas 4 profundidades do entalhe. A amplitude da 3ª harmônica foi levemente alterada pelo entalhe de 18 mm, comportamento semelhante à posição 1, cujo sensor também registrou variações na posição radial, porém no sentido vertical. Na 4ª harmônica, o entalhe de 3 mm causou pequena redução na sua amplitude. O entalhe de 8 mm provocou elevação de 192 %, em relação à referência. Os entalhes de 13 e 18 mm provocaram a redução da amplitude para os valores de 155 % acima da referência e 65 % abaixo do sinal de referência, respectivamente. As 7ª e 9ª harmônicas apresentaram elevações progressivas desde a profundidade de 3 mm até a profundidade de 18 mm, cujas amplitudes aumentaram em 1094 % e 1015 %, respectivamente. O entalhe de 3 mm alterou a amplitude da 7ª harmônica em 151 %, enquanto a amplitude da 9ª harmônica somente foi afetada a partir do entalhe de 8 mm, para o valor de 274 %.

A Figura 4.11 mostra que no eixo com as trincas de fadiga, a trinca de 265 000 ciclos reduziu a amplitude da frequência fundamental em aproximadamente 20 %. A amplitude da segunda harmônica foi alterada para 21 % acima da referência. Na 3ª harmônica, houve redução da amplitude em 35% e na 4ª, elevação em 878 %. Além destas variações, alterações significantes foram observadas nas amplitudes das 12ª (699,96 Hz) e 22ª (1283 Hz) harmônicas. A trinca de 290 000 ciclos elevou as amplitudes da frequência fundamental, da 2ª harmônica e principalmente da 3ª harmônica para 44 %, 73 % e 878 % respectivamente. A 7ª harmônica teve sua amplitude aumentada em 130 %. As amplitudes das frequências situadas entre a 10ª e a 14ª harmônica, inclusive, aumentaram entre 73 % e 143 %.

- **Mancal dianteiro - posição 4 - axial**

Pela Figura 4.12, observa-se que a amplitude da frequência fundamental do eixo com o entalhe usinado praticamente não foi alterada, como ocorrido com a posição 2. As 2ª e 3ª harmônicas tiveram suas amplitudes reduzidas pelas 3 primeiras profundidades do entalhe. A profundidade de 18 mm causou o aumento de 44 % e 162 % nas amplitudes destas harmônicas, respectivamente, em relação à referência. As amplitudes das 4ª e 10ª harmônicas aumentaram significativamente com a inserção da descontinuidade de 3 mm, 1004 % e 986 % respectivamente. As alterações das amplitudes das 13ª e 22ª harmônicas foram semelhantes às ocorridas nas posições 1 e 2.

Observando-se a Figura 4.13, verifica-se que a trinca de 265 000 ciclos causou redução de 20 % na amplitude da frequência fundamental e de 32 % na amplitude da 2ª harmônica. Na 3ª harmônica, a amplitude foi alterada para 25 %. As 7ª, 9ª, 11ª, 13ª e 22ª harmônicas tiveram suas amplitudes aumentadas entre 48 e 174 %. A trinca de 290 000 ciclos manteve a amplitude da frequência fundamental abaixo da referência em aproximadamente 15%. As amplitudes das 2ª e 3ª harmônicas subiram para 88% e 144 % respectivamente. As amplitudes das 7ª e 8ª harmônicas foram as que apresentaram as maiores variações no espectro, 708 % e 366 %, respectivamente. As amplitudes entre as 10ª e 14ª harmônicas sofreram elevações da ordem de 103 % a 211 %.

- **Mancal dianteiro - posição 5 - vertical**

Para o eixo com os entalhes de usinagem, a amplitude da frequência fundamental não foi afetada pelos 2 primeiros entalhes. Os 3º e 4º

entalhes provocaram o aumento da amplitude para aproximadamente 70 %. Observando a Figura 4.14, nota-se que este comportamento difere do sinal adquirido no sensor vertical do mancal traseiro (posição 1), cuja amplitude foi reduzida pelas 4 profundidades do entalhe. As 2ª e 3ª harmônicas tiveram suas amplitudes reduzidas em aproximadamente 80 % do sinal de referência. Na 4ª harmônica, as alterações da amplitude aconteceram somente a partir da profundidade de 13 mm. Na 9ª harmônica, os entalhes de 3, 8 e 13 mm elevaram significativamente a amplitude a aproximadamente o mesmo nível acima da referência. Os entalhes de 3 e 8 mm provocaram variações entre 131 % e 584 % nas amplitudes das 13ª, 15ª e 22ª harmônicas.

A trinca de fadiga de 265 000 ciclos elevou a amplitude da frequência fundamental em 41 %, Figura 4.15. As 2ª e 4ª harmônicas tiveram suas amplitudes reduzidas na ordem de 20 %. A amplitude da 3ª harmônica subiu para 11%. As 7ª, 13ª e 22ª harmônicas sofreram alterações positivas em suas amplitudes para 111 %, 296 % e 118 %, respectivamente. A trinca de 290 000 ciclos provocou o aumento das amplitudes da frequência fundamental, das 2ª e 3ª harmônicas, para 194 %, 378 % e 578 %. Entre as 7ª e 15ª harmônicas, as amplitudes subiram em relação ao 1º estágio e os espectros apresentam similaridade.

- **Mancal dianteiro - posição 6 - horizontal**

No eixo com entalhes usinados, a amplitude da frequência fundamental foi alterada significativamente a partir do entalhe de 13 mm, de acordo com a Figura 4.16, como nas posições 4 e 5, do mesmo mancal. Como na posição 5, as 2ª e 3ª harmônicas tiveram suas amplitudes reduzidas em relação ao sinal de referência. Na 4ª harmônica, a amplitude cresceu (179 %) desde o entalhe de 3 mm, ressaltando-se a pronunciada elevação de 1299 %, provocada pelo entalhe de 8 mm. As amplitudes das 7ª e 9ª harmônicas

criaram conforme a profundidade do entalhe foi sendo aumentada, com um comportamento semelhante ao da posição 3, no mancal traseiro, que capturou sinais na mesma direção.

No eixo com trincas de fadiga, a amplitude da frequência fundamental não foi alterada pela trinca de 265 000 ciclos, Figura 4.17. As 2ª e 4ª harmônicas tiveram suas amplitudes aumentadas em 24 % e 57 % respectivamente. Na 3ª harmônica, a amplitude foi reduzida em 18 % abaixo da referência. As 9ª, 11ª, 12ª, 13ª e 22ª harmônicas sofreram elevações em suas amplitudes, sendo que a 13ª foi a que apresentou a maior variação, 400 % acima da referência. Na trinca de 290 000 ciclos, à exceção das 5ª, 8ª e 22ª harmônicas, houve acréscimo nos valores das amplitudes. A amplitude da frequência fundamental subiu 145 %, o que poderia indicar um provável desbalanceamento do conjunto rotativo. As 2ª e 3ª harmônicas tiveram suas amplitudes aumentadas em 83 % e 92 %, respectivamente. A maior variação espectral foi observada na 4ª harmônica, cuja amplitude aumentou 387 %. A amplitude da 7ª harmônica apresentou elevação de 207 %. Entre as 9ª e 14ª harmônicas, as variações foram de 50 % a 232 %.

- **Voluta - posição 7 - axial**

No caso do eixo com entalhes de usinagem, a profundidade de 3 mm aumentou a amplitude da frequência fundamental em 84 %. O entalhe de 8 mm reduziu esta amplitude a um valor de 37 % acima do sinal de referência. Os 3º e 4º entalhes provocaram aumentos de 221 % e 458 %, Figura 4.18. As 2ª e 3ª harmônicas tiveram suas amplitudes reduzidas em 93 % e 78 % com a inserção do primeiro entalhe, como nas posições 2 e 4, também axiais. As outras profundidades do entalhe também provocaram a redução das amplitudes destas duas harmônicas, porém com valores inferiores às amplitudes do entalhe de 3 mm. Na 4ª harmônica, o entalhe de 3 mm

reduziu a amplitude em 24 %, como na posição 2 (13 %). Os 2° e 3° entalhes aumentaram a amplitude em 204 % e 262 %, respectivamente. O 4° entalhe (18 mm) reduziu esta amplitude para 63 % acima do sinal de referência, conforme o ocorrido com as posições 2 e 4. O comportamento da amplitude na 22ª harmônica foi semelhante ao ocorrido nas posições 1, 2, 4 e 5.

Pela Figura 4.19, verifica-se que a trinca de 265 000 ciclos provocou redução de 84 % na amplitude da frequência fundamental. As 2ª e 4ª harmônicas tiveram suas amplitudes acrescidas em 63 % e 153 % acima do sinal de referência, e a amplitude da 7ª harmônica em 74 %. A 3ª harmônica teve sua amplitude reduzida em 24 %. As frequências observadas entre as 8ª e 22ª harmônicas tiveram suas amplitudes reduzidas em relação à referência. A trinca de 290 000 ciclos não alterou a amplitude da frequência fundamental. As amplitudes das 2ª e 4ª harmônicas subiram 122 % e 183 % respectivamente. A amplitude da 3ª harmônica, diferentemente da trinca anterior, apresentou a maior variação espectral, 1518 %. À exceção das 6ª e 22ª harmônicas, as amplitudes das frequências observadas variaram acima do sinal de referência entre os valores de 130 % e 300 % aproximadamente.

- **Voluta - posição 8 - horizontal**

Como na posição 7, o primeiro entalhe (3 mm) do eixo usinado causou a elevação da amplitude da frequência fundamental para 81 %, como pode ser visto na Figura 4.20. O segundo entalhe reduziu a amplitude para 57 % acima da referência. Os entalhes seguintes aumentaram a amplitude para 95 % e 91%, respectivamente, indicando que a descontinuidade pode estar provocando um provável desbalanceamento [19] no conjunto eixo-rotor. As 2ª e 3ª harmônicas tiveram suas amplitudes reduzidas em relação à referência. A 4ª harmônica apresenta similaridade com a posição 7, à exceção da alteração provocada pelo entalhe de 3 mm. Na posição 7, o entalhe de

3 mm reduziu a amplitude da 4ª harmônica em 24 % abaixo do sinal de referência, enquanto que neste caso houve elevação de 522 % acima da referência. Os outros entalhes provocaram na 4ª harmônica alterações semelhantes à posição 7, porém com valores bem mais elevados em cada profundidade da descontinuidade.

A trinca de fadiga de 265 000 ciclos fez com que as amplitudes da frequência fundamental e da 3ª harmônica subissem em 56 % e 88 % respectivamente, conforme Figura 4.21. As 2ª, 4ª e 5ª harmônicas tiveram suas amplitudes reduzidas em 62 %, 41% e 70 %. Alterações significativas ocorreram ainda nas amplitudes das 6ª, 11ª, 12ª, 13ª e 22ª harmônicas, sendo que estas duas últimas atingiram valores bastante elevados, 1053 % e 2192 % respectivamente. Na trinca de 290 000 ciclos, a amplitude da frequência fundamental manteve-se com variação de 51 %, praticamente igual a trinca anterior. Nas 2ª, 3ª e 4ª harmônicas, as amplitudes subiram bastante, sendo nesta última para o valor de 493 % acima da referência. À exceção das amplitudes das 5ª, 8ª, 15ª e 22ª harmônicas, que apresentaram reduções, nas outras harmônicas as amplitudes apresentaram variações entre 60 % e 242 %.

4.3 Determinação de Frequências Naturais do Eixo

Os resultados estão apresentados nos espectros de frequência apresentados nas Figuras 4.22 a 4.30. Os gráficos das Figuras 4.22 a 4.25 apresentam o resultado obtido com o entalhe na posição horizontal. O espectro é o mesmo nas quatro figuras, alterando-se somente a posição do cursor, que foi posicionado indicando as amplitudes das frequências encontradas. Os valores destas frequências e suas amplitudes estão representados no gráfico pelas letras "X" e "Ya", respectivamente. O eixo X representa a faixa dinâmica de aquisição de frequências. Valores significantes

aparecem em 105,5, 156, 176 e 226,5 Hz, indicando a existência de frequências naturais do eixo para este modo de vibração. As Figuras 4.26 a 4.27 mostram o espectro do ensaio de frequência natural obtido com o entalhe na posição vertical. Como no ensaio anterior, o gráfico é o mesmo variando-se apenas a posição do cursor ao longo das frequências presentes. A apresentação de dados no gráfico também é a mesma do ensaio realizado com o entalhe na posição horizontal. Picos dominantes indicam a existência de frequências naturais em 106, 149,5, 158, 177 e 232 Hz.



FIGURA 4.1 - Imagem de MEV do fundo do entalhe fragilizado com o feixe Laser

Notas :

1. Superfície observada sem ataque químico
2. Voltagem de aceleração e aumento mostrados na própria fotografia

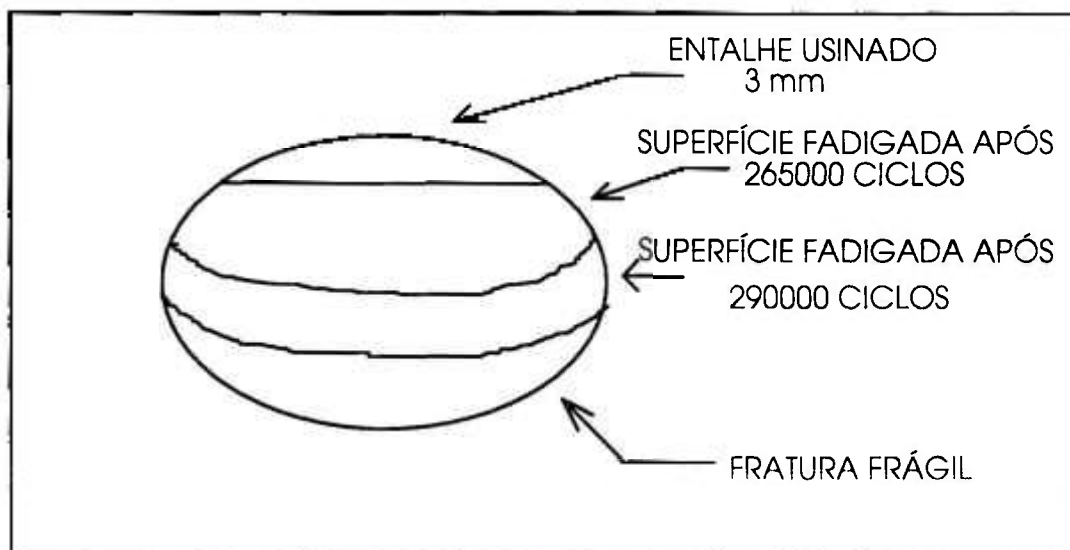
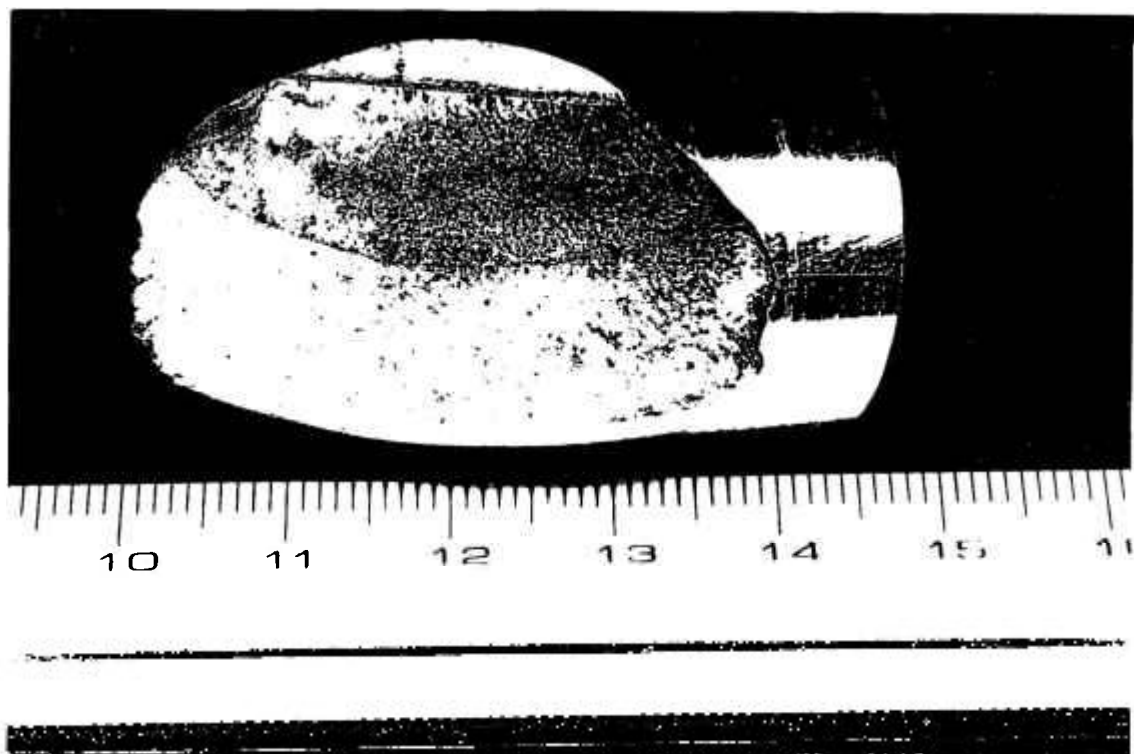


FIGURA 4.2 - Aspecto macroscópico ótico da superfície da trinca de fadiga após fratura em nitrogênio líquido

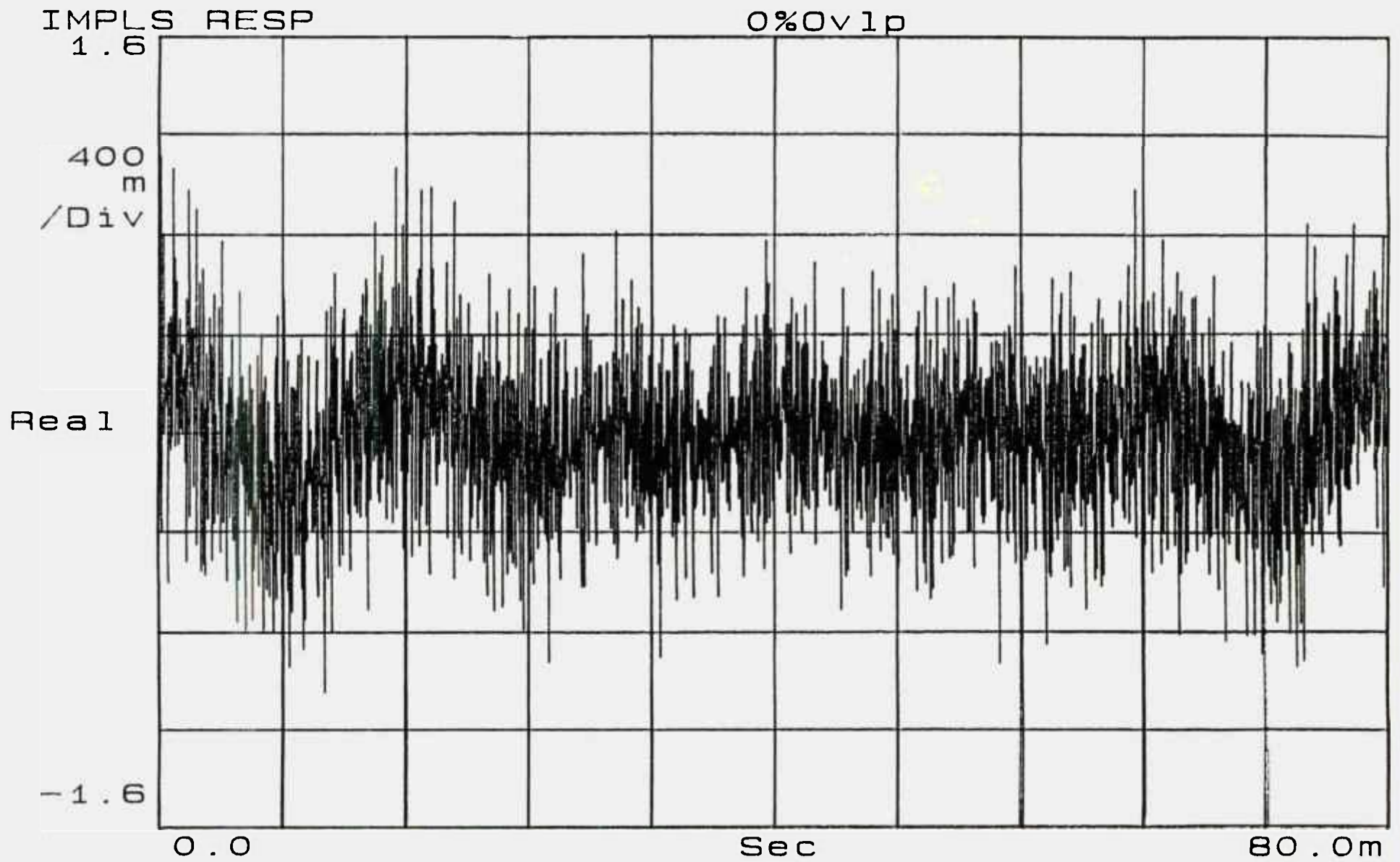


Figura 4.3 - Espectro de tempo do acelerômetro horizontal na posição 8

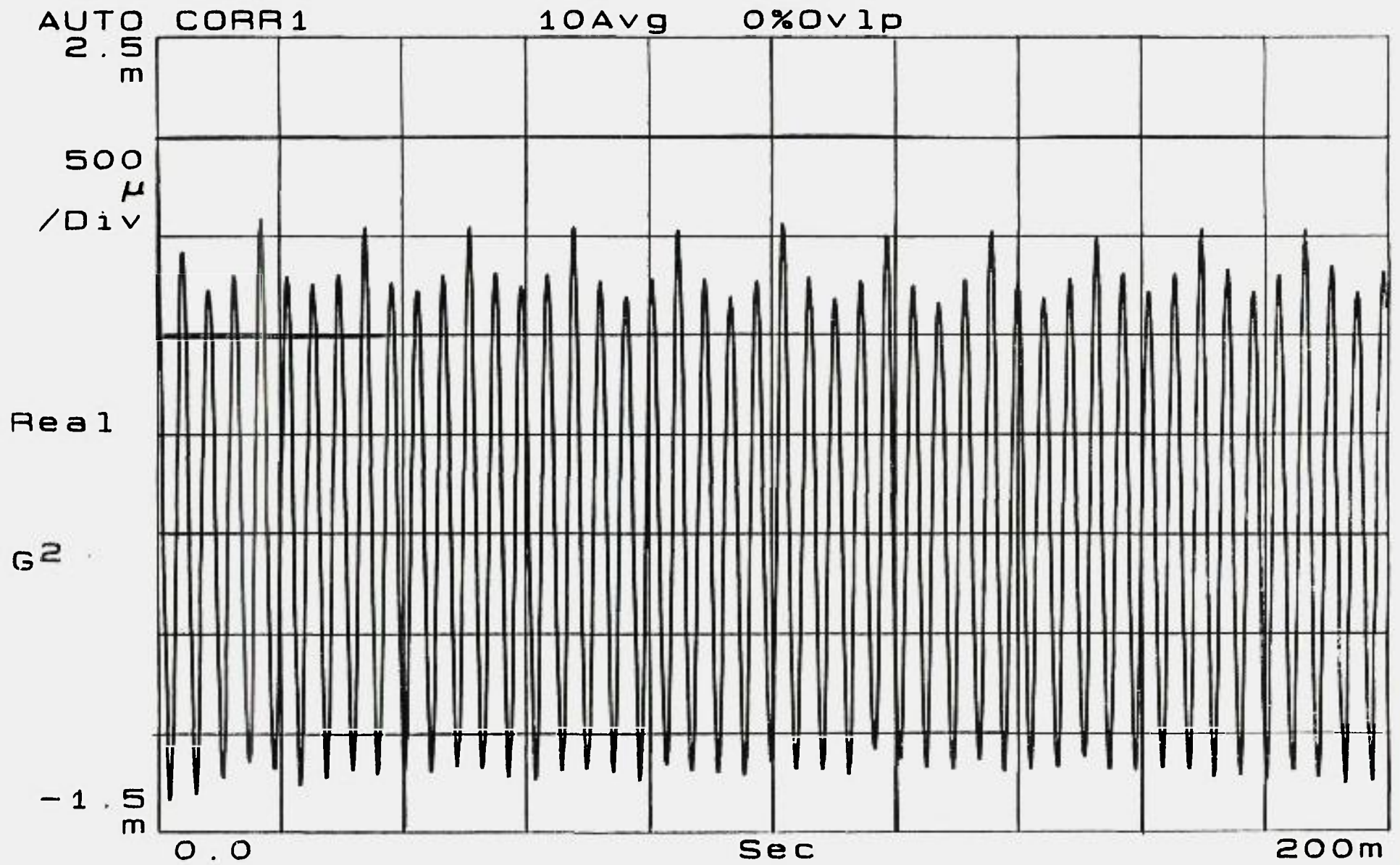


Figura 4.4 - Auto-Correlação do sinal de vibração do acelerômetro horizontal na posição 8 da bomba

Fh=58.9 Hz

POWER SPEC1

10Avg

0%Ovlp

Hann

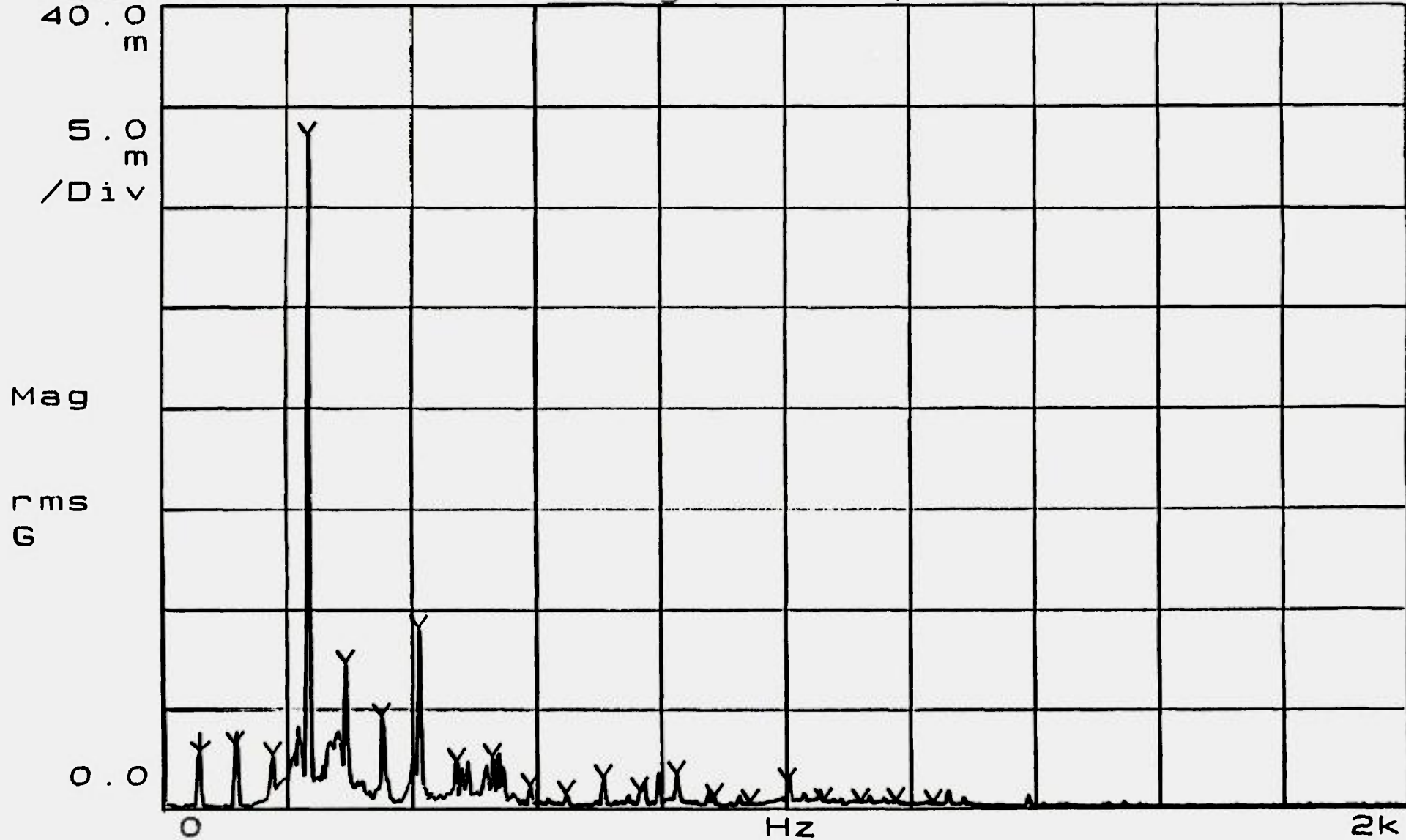


Figura 4.5 - Espectro de Frequência com indicação da frequência fundamental e harmônicos do acelerômetro horizontal na posição 8 da bomba

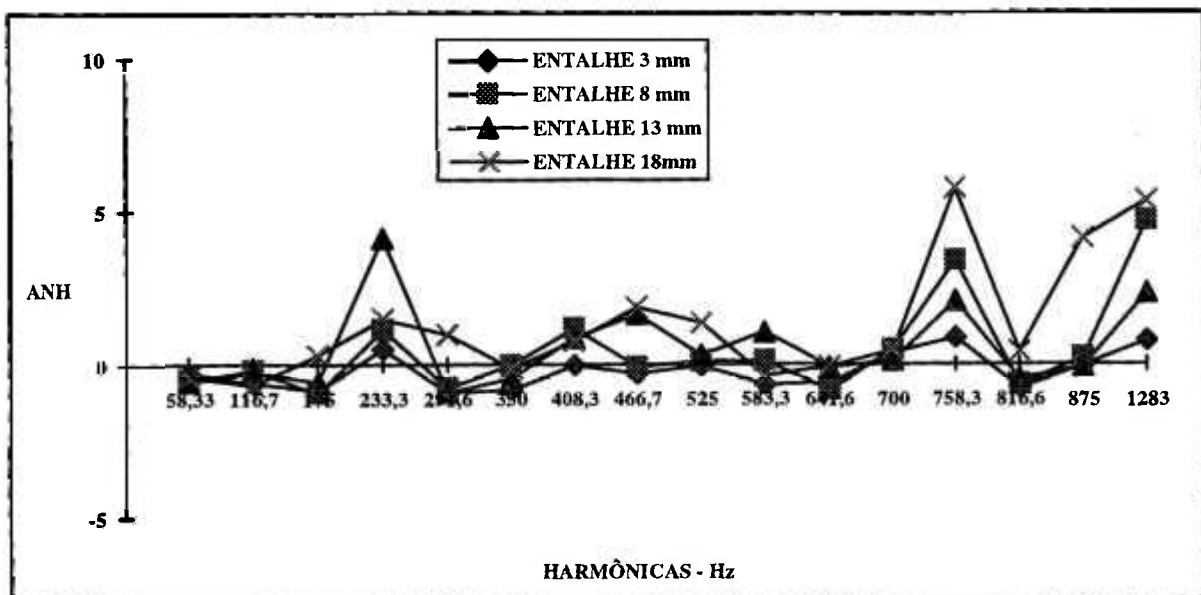


FIGURA 4.6 - Amplitudes normalizadas das harmônicas - entalhe de usinagem posição 1

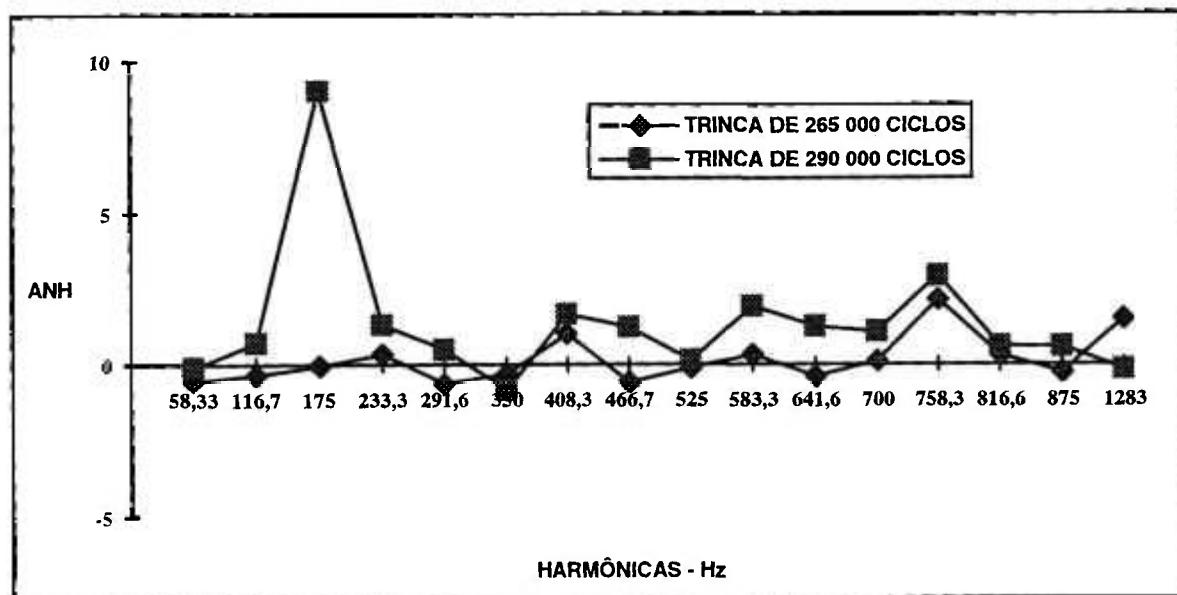


FIGURA 4.7 - Amplitudes normalizadas das harmônicas - trinça de fadiga posição 1

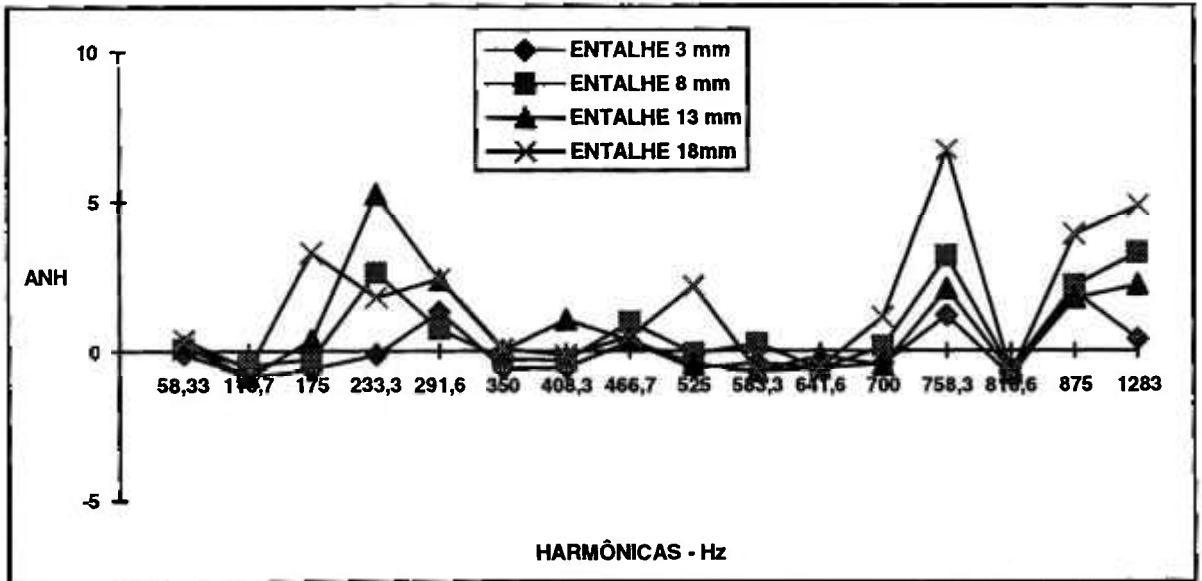


FIGURA 4.8 - Amplitudes normalizadas das harmônicas - entalhe de usinagem posição 2

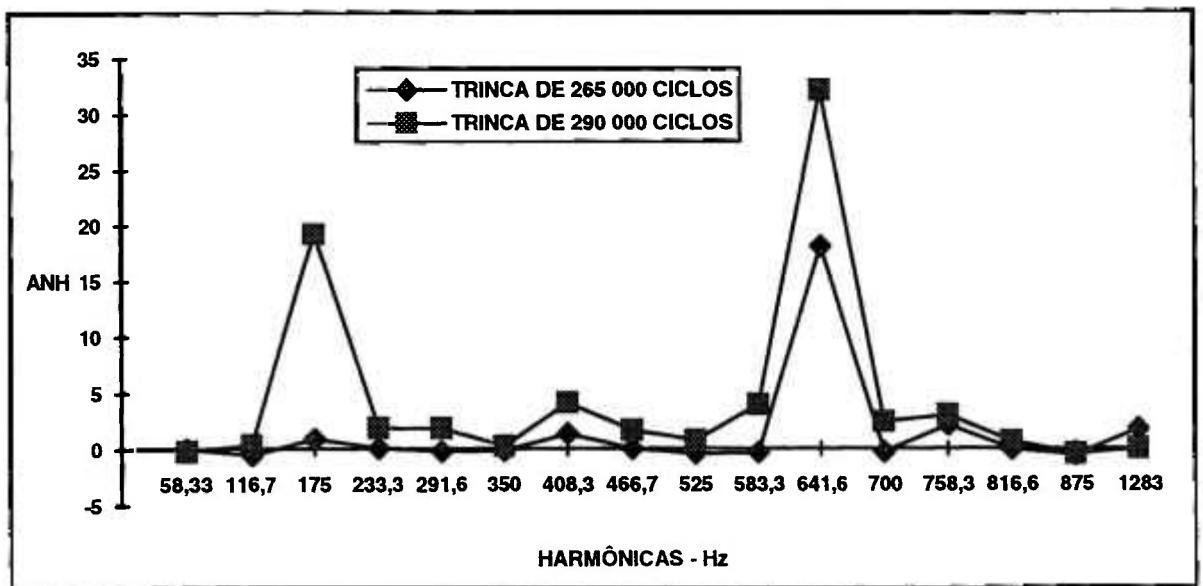


FIGURA 4.9 - Amplitudes normalizadas das harmônicas - trinca de fadiga posição 2

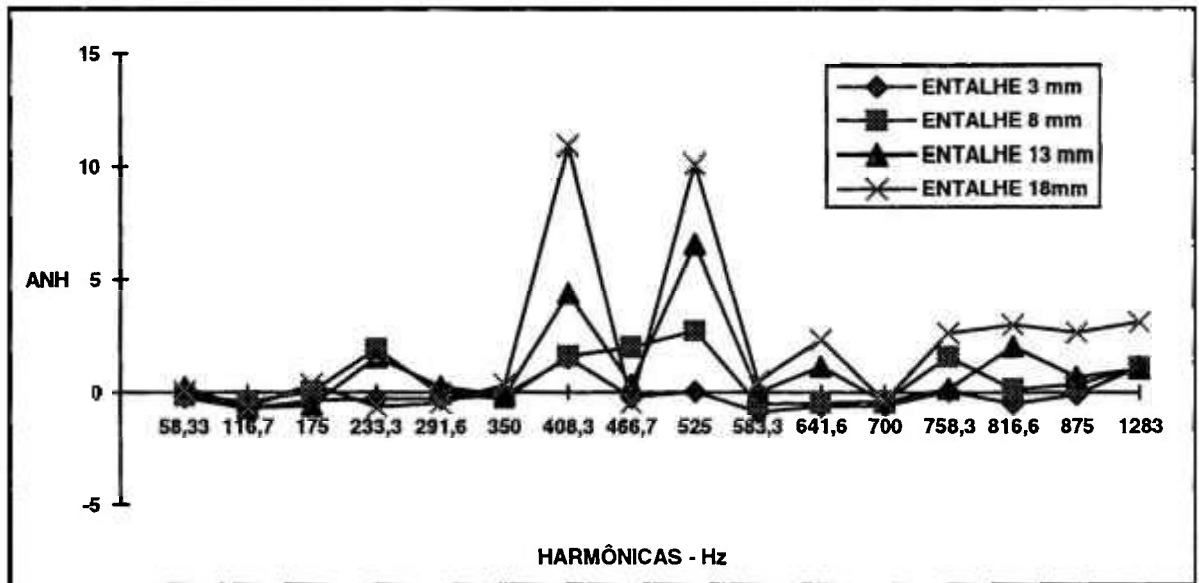


FIGURA 4.10 - Amplitudes normalizadas das harmônicas - entalhe de usinagem posição 3

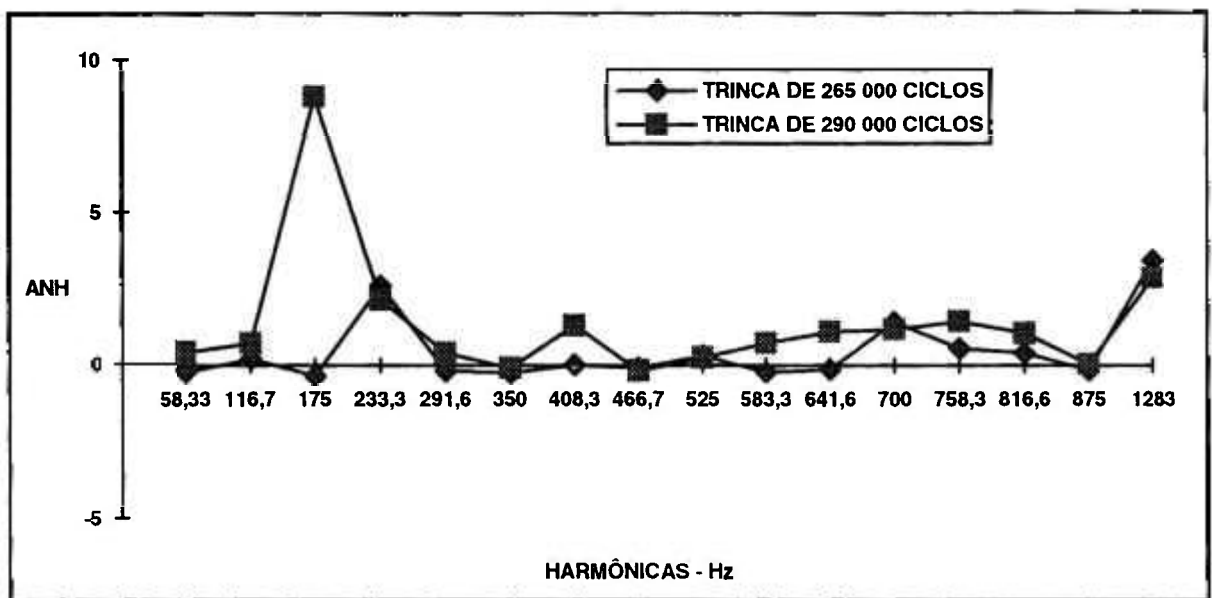


FIGURA 4.11 - Amplitudes normalizadas das harmônicas - trinca de fadiga posição 3

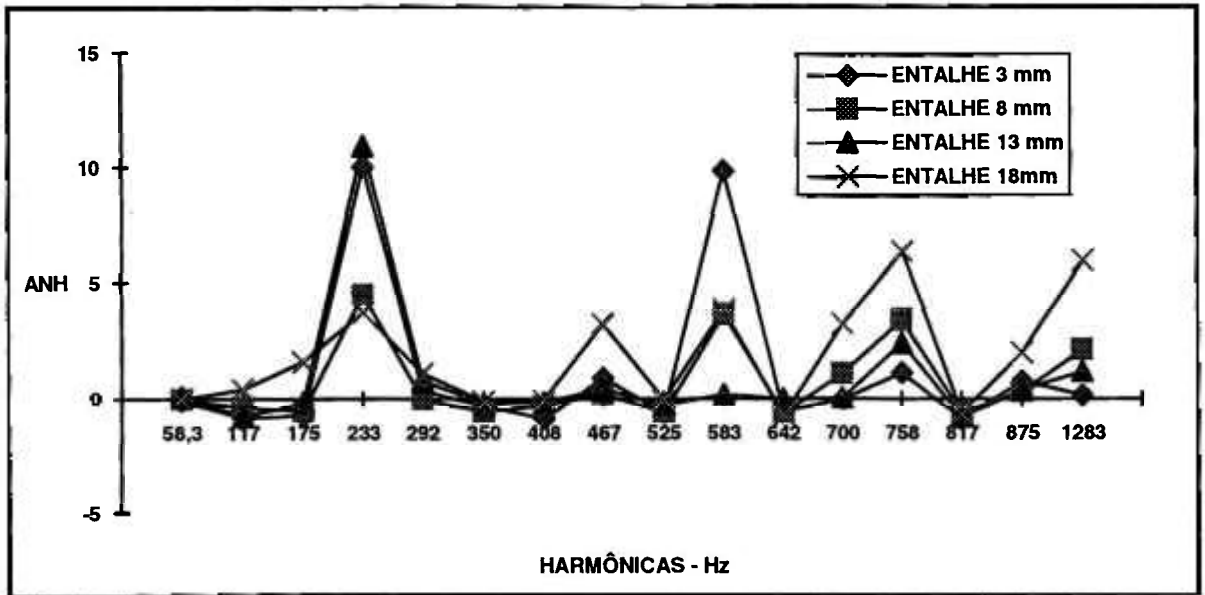


FIGURA 4.12 - Amplitudes normalizadas das harmônicas - entalhe de usinagem posição 4

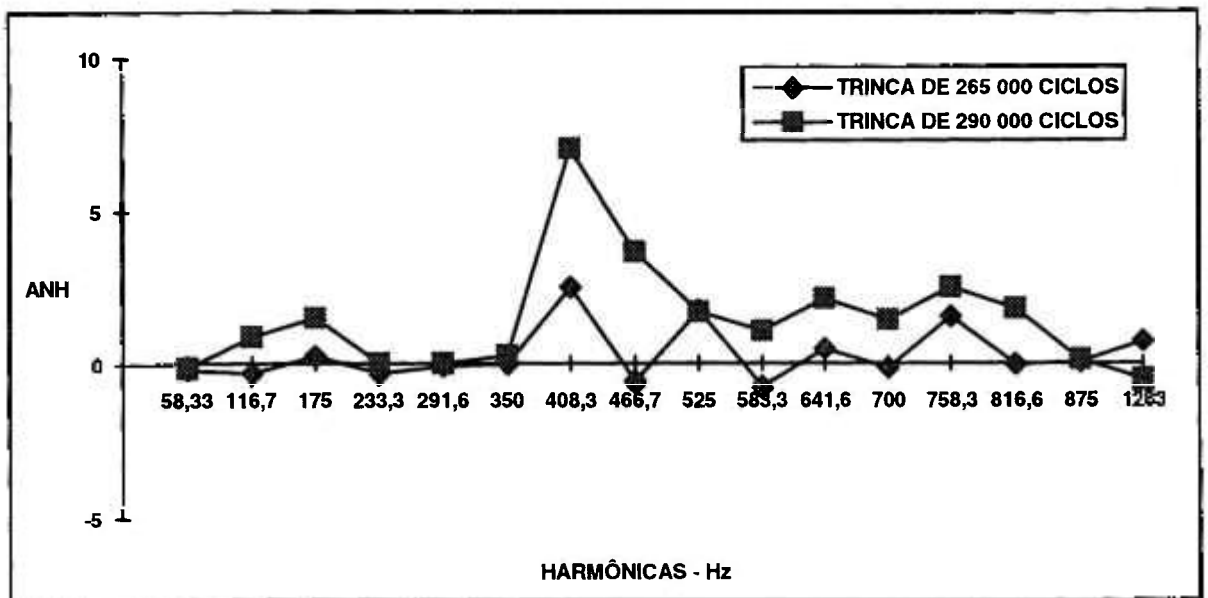


FIGURA 4.13 - Amplitudes normalizadas das harmônicas - trinca de fadiga posição 4

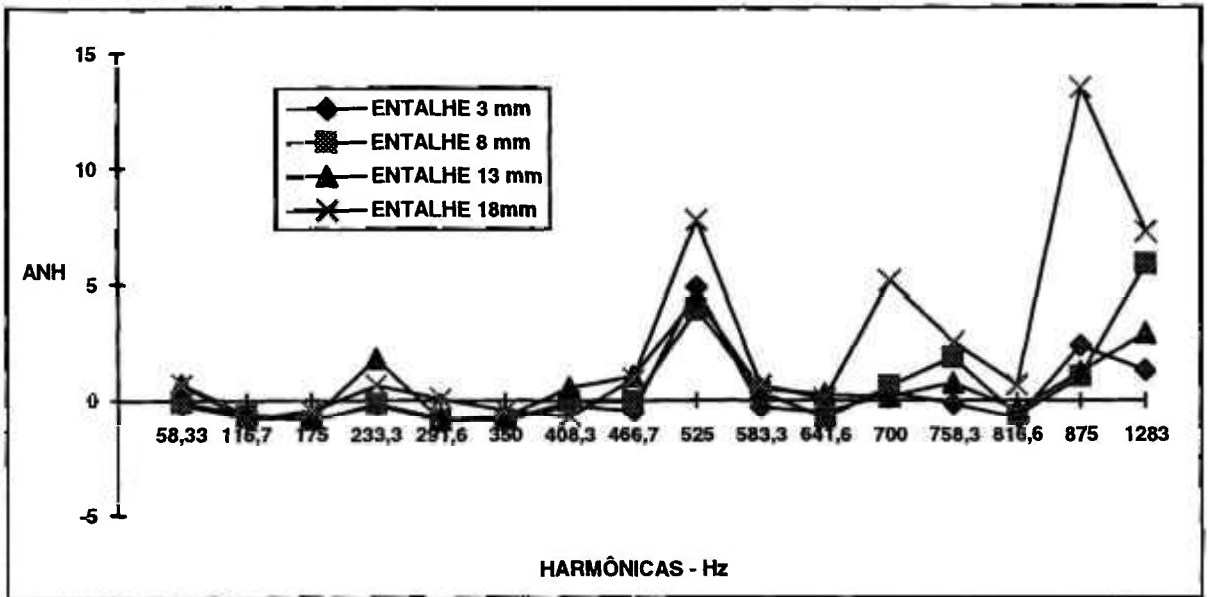


FIGURA 4.14 - Amplitudes normalizadas das harmônicas - entalhe de usinagem posição 5

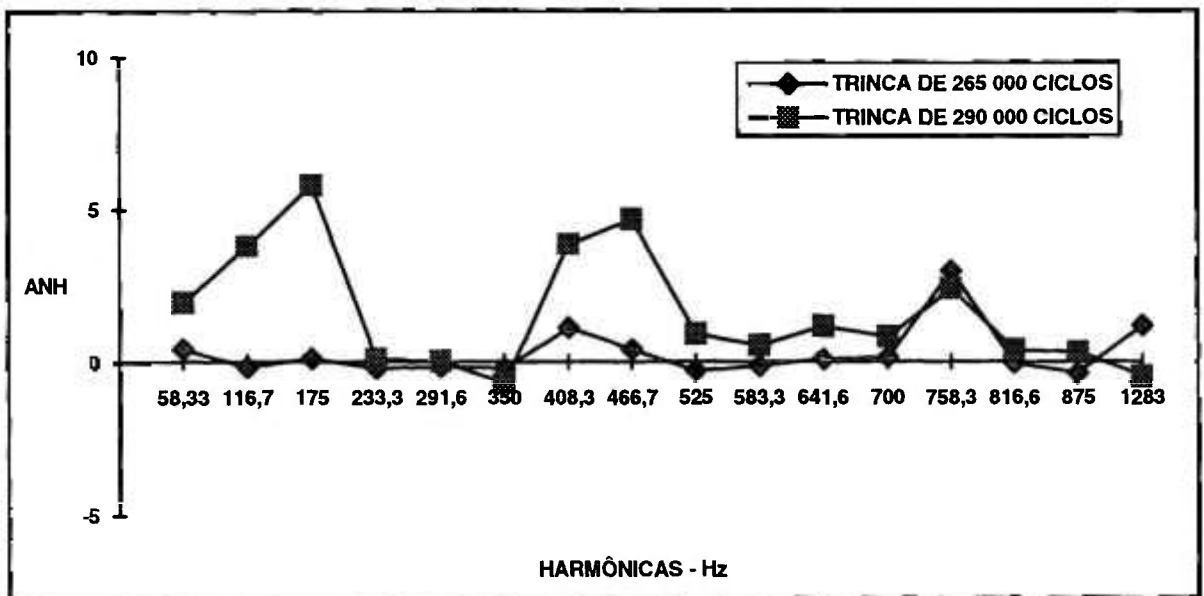


FIGURA 4.15 - Amplitudes normalizadas das harmônicas - trinca de fadiga posição 5

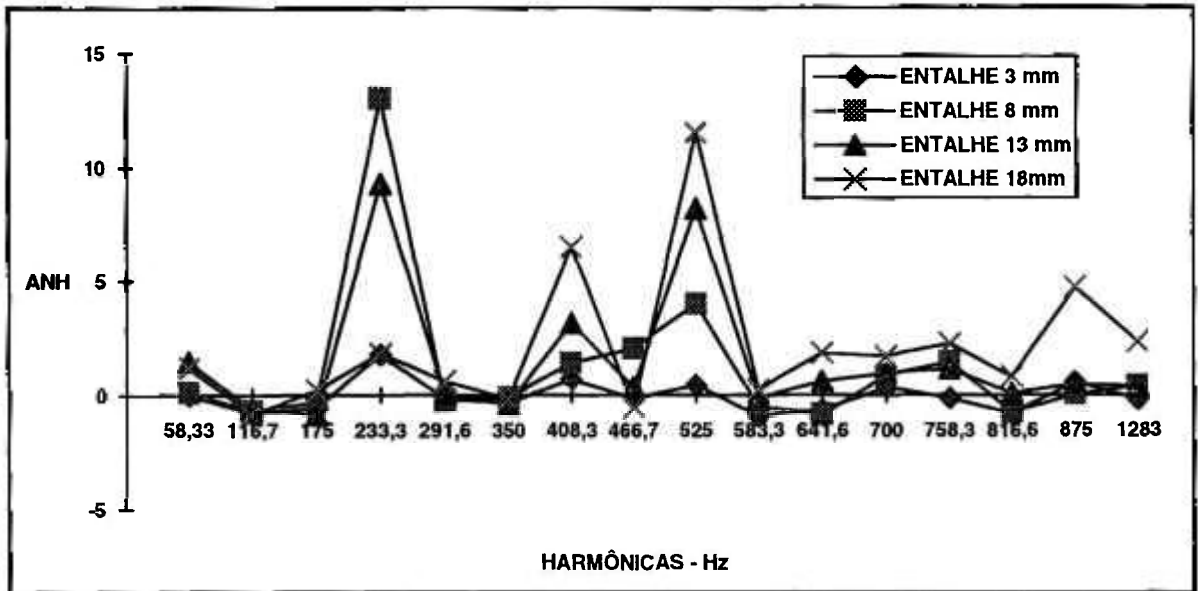


FIGURA 4.16 - Amplitudes normalizadas das harmônicas - entalhe de usinagem posição 6

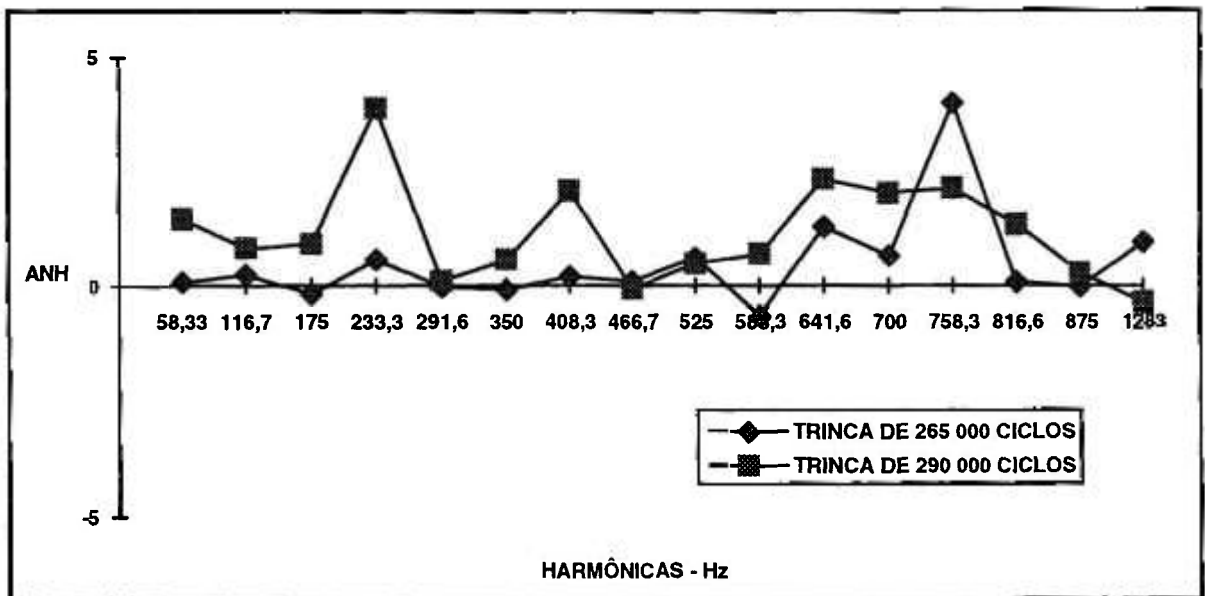


FIGURA 4.17 - Amplitudes normalizadas das harmônicas - trinca de fadiga posição 6

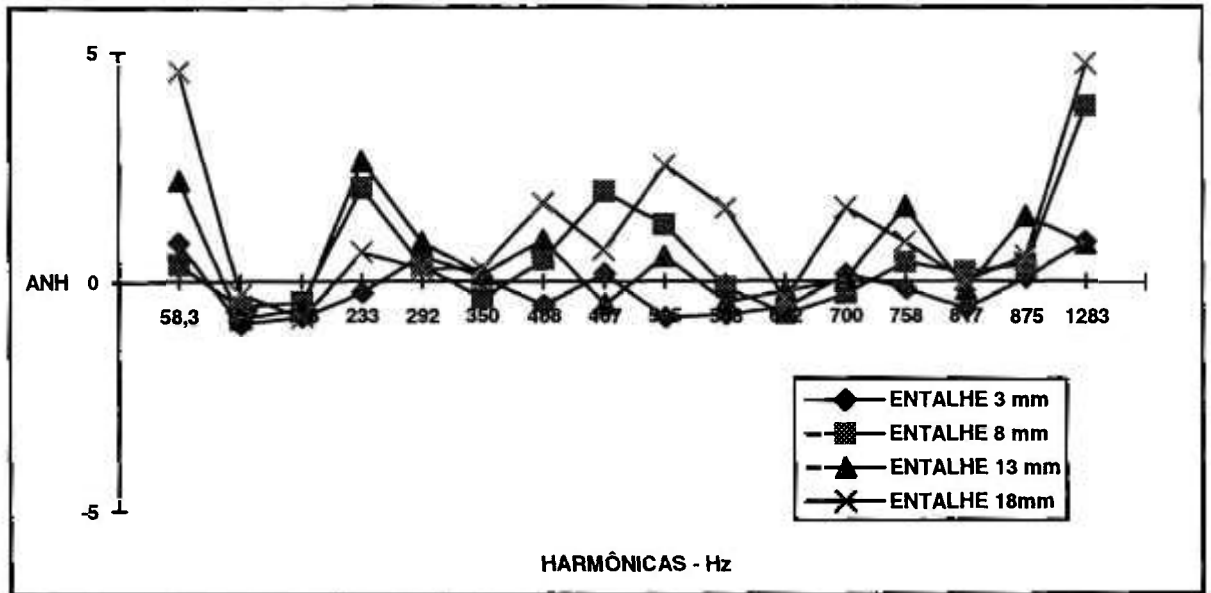


FIGURA 4.18 - Amplitudes normalizadas das harmônicas - entalhe de usinagem posição 7

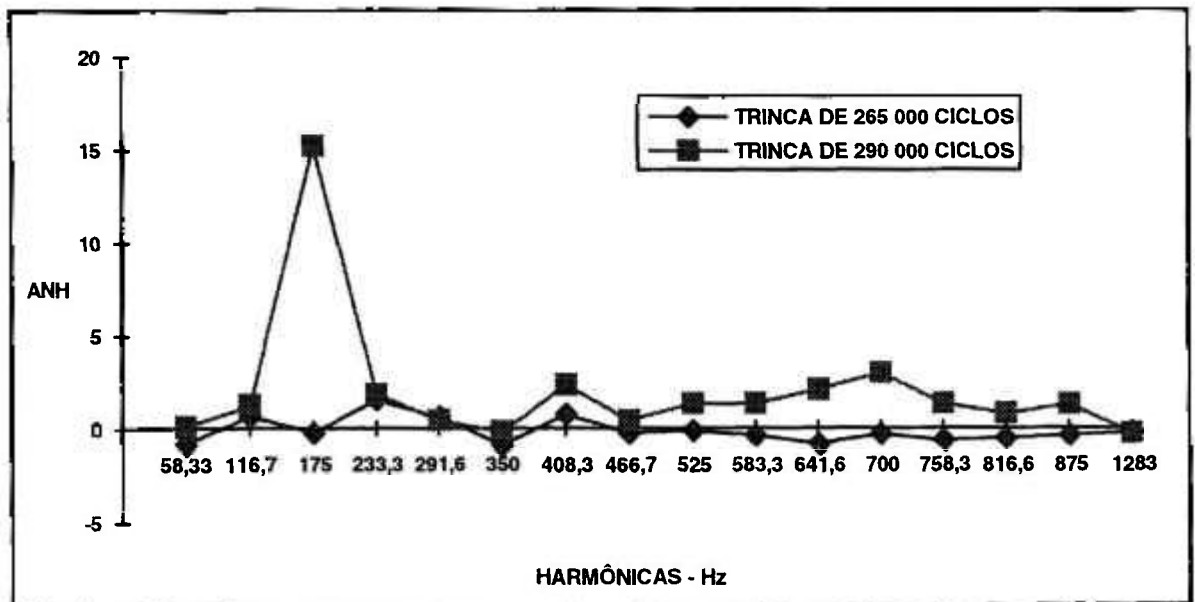


FIGURA 4.19 - Amplitudes normalizadas das harmônicas - trinca de fadiga posição 7

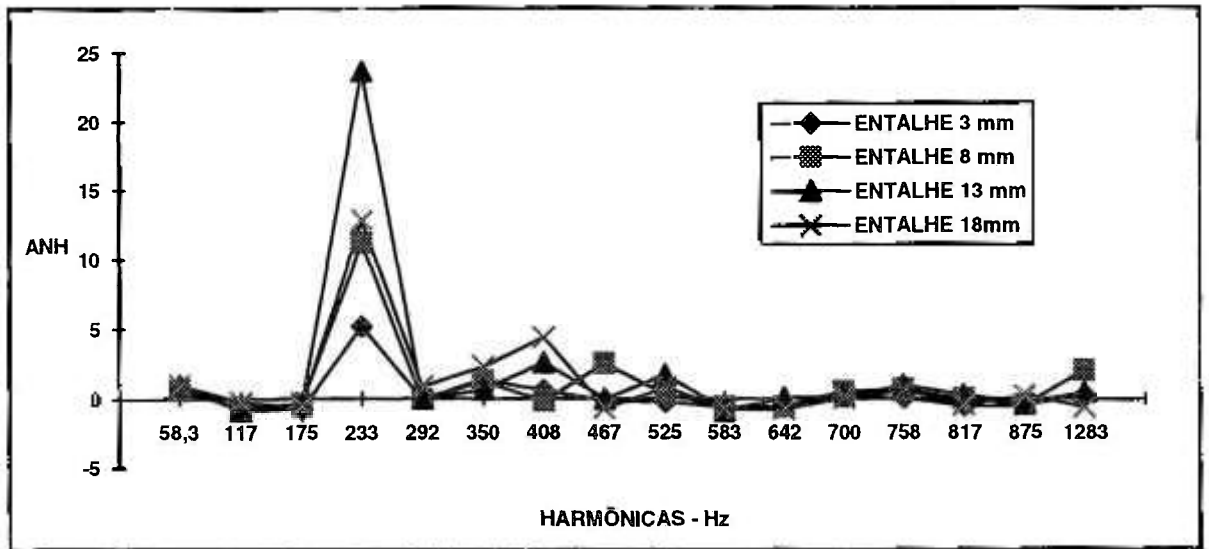


FIGURA 4.20 - Amplitudes normalizadas das harmônicas - entalhe de usinagem posição 8

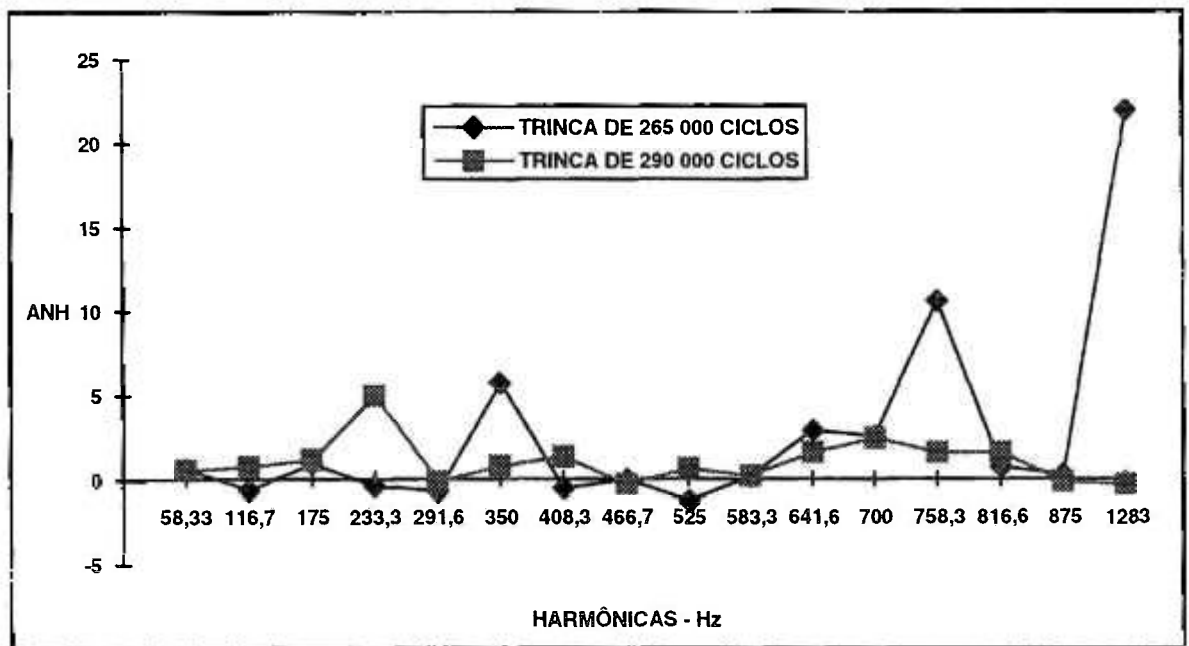


FIGURA 4.21 - Amplitudes normalizadas das harmônicas - trinca de fadiga posição 8

X=105.5 Hz
Ya=29.3654mV

POWER SPEC1

10Avg

0%Ovlp

Hann

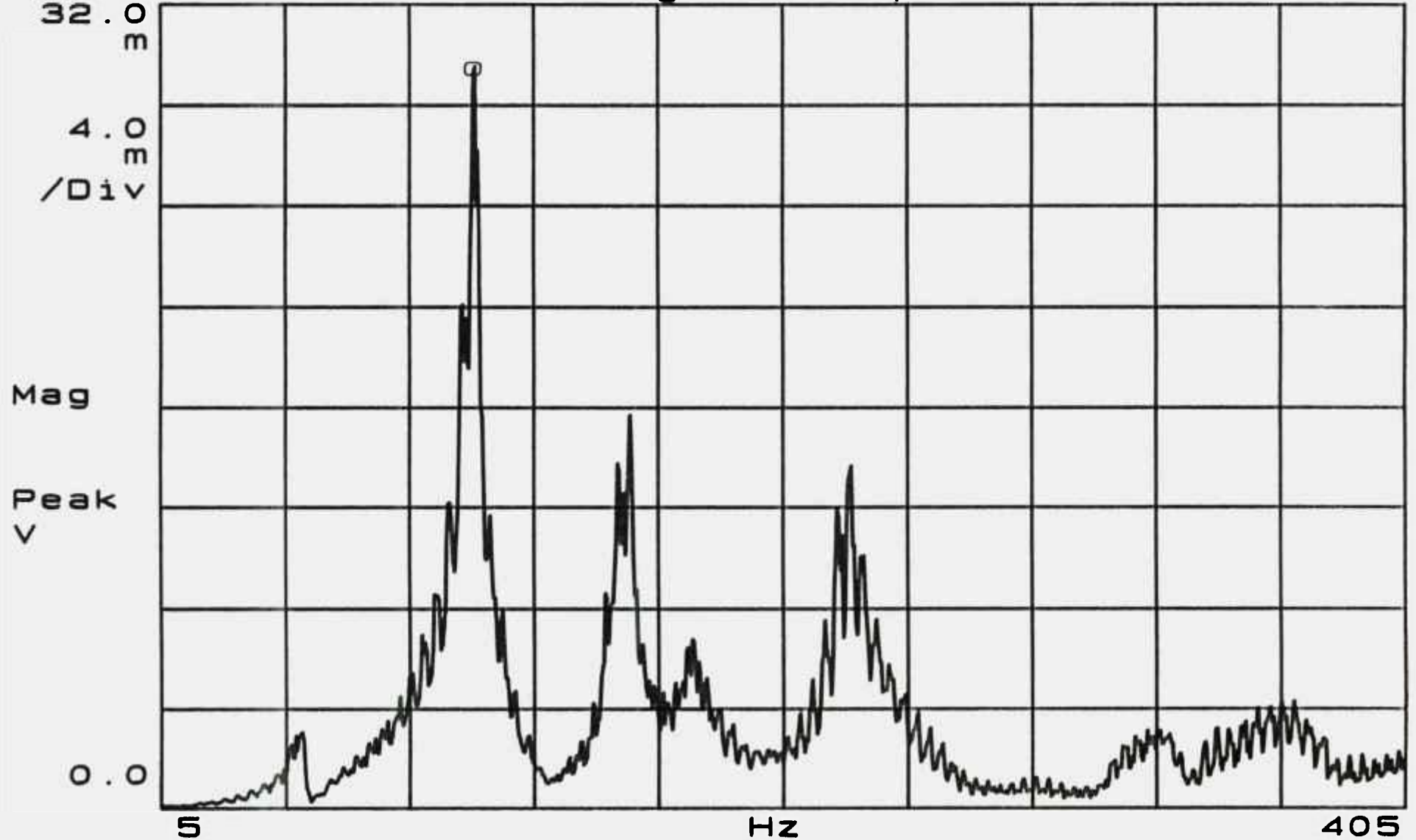


Figura 4.22 - Ensaio de frequência natural - entalhe horizontal - 105,5Hz

X=150 Hz
Ya=15.7364mV

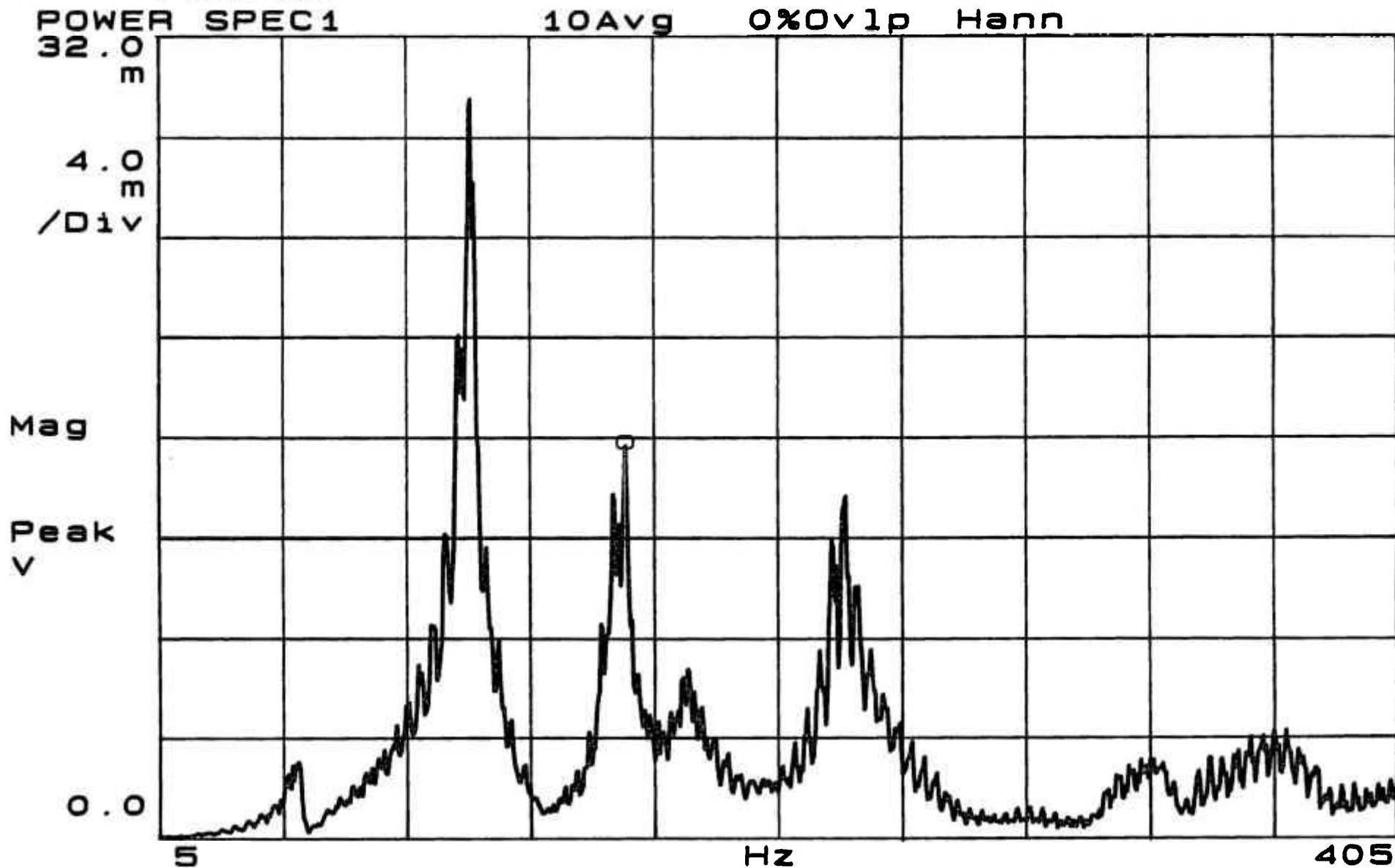


Figura 4.23 - Ensaio de frequência natural - entalhe horizontal - 156 Hz

X=176 Hz
Ya=6.83041mV

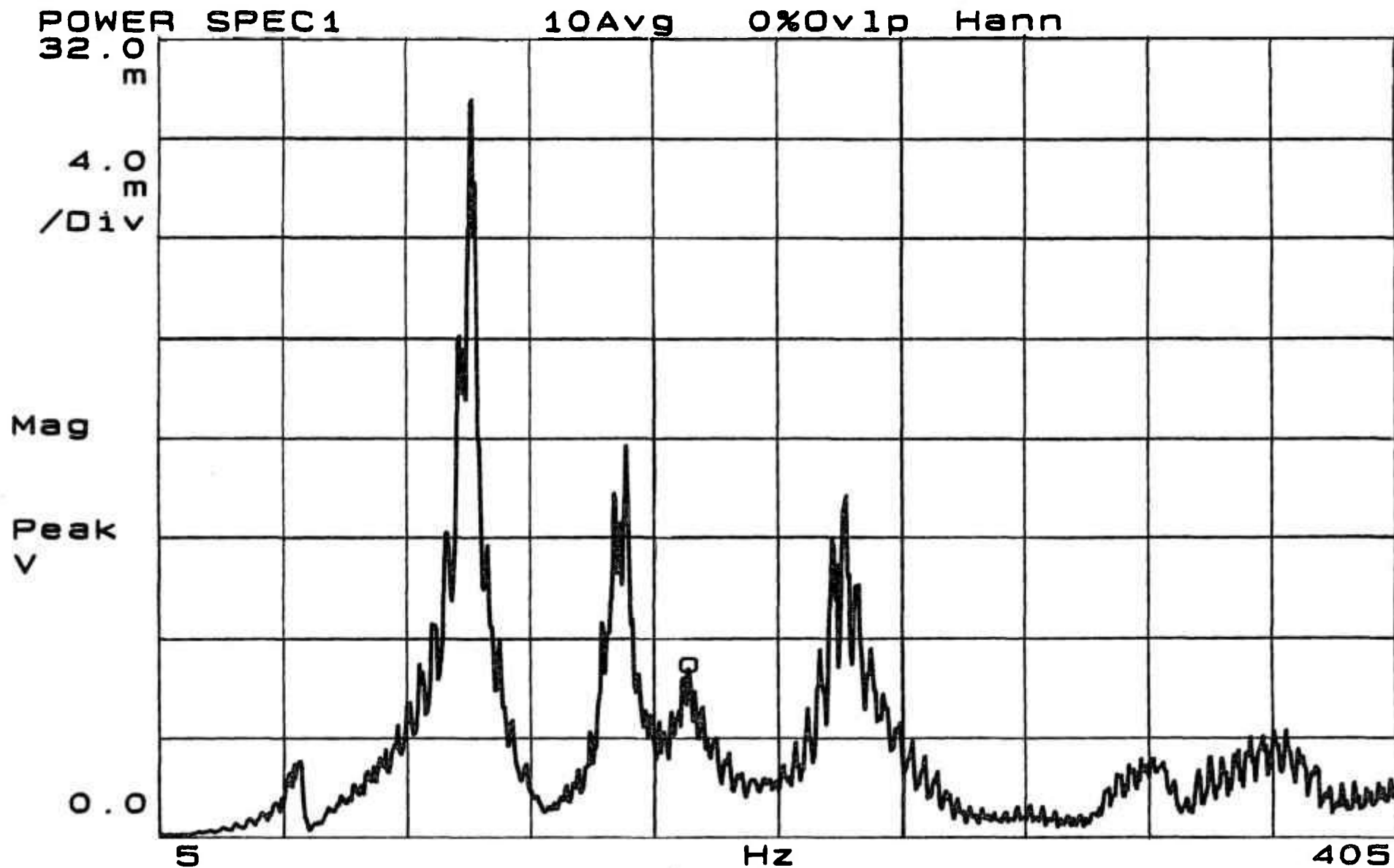


Figura 4.24 - Ensaio de frequência natural - entalhe horizontal - 176 Hz

X=226.5 Hz
Ya=13.3778mV

POWER SPEC1

10Avg

0%0v1p

Hann



Figura 4.25 - Ensaio de frequência natural - entalhe horizontal - 226,5 Hz

X=106 Hz
Ya=24.2081mV

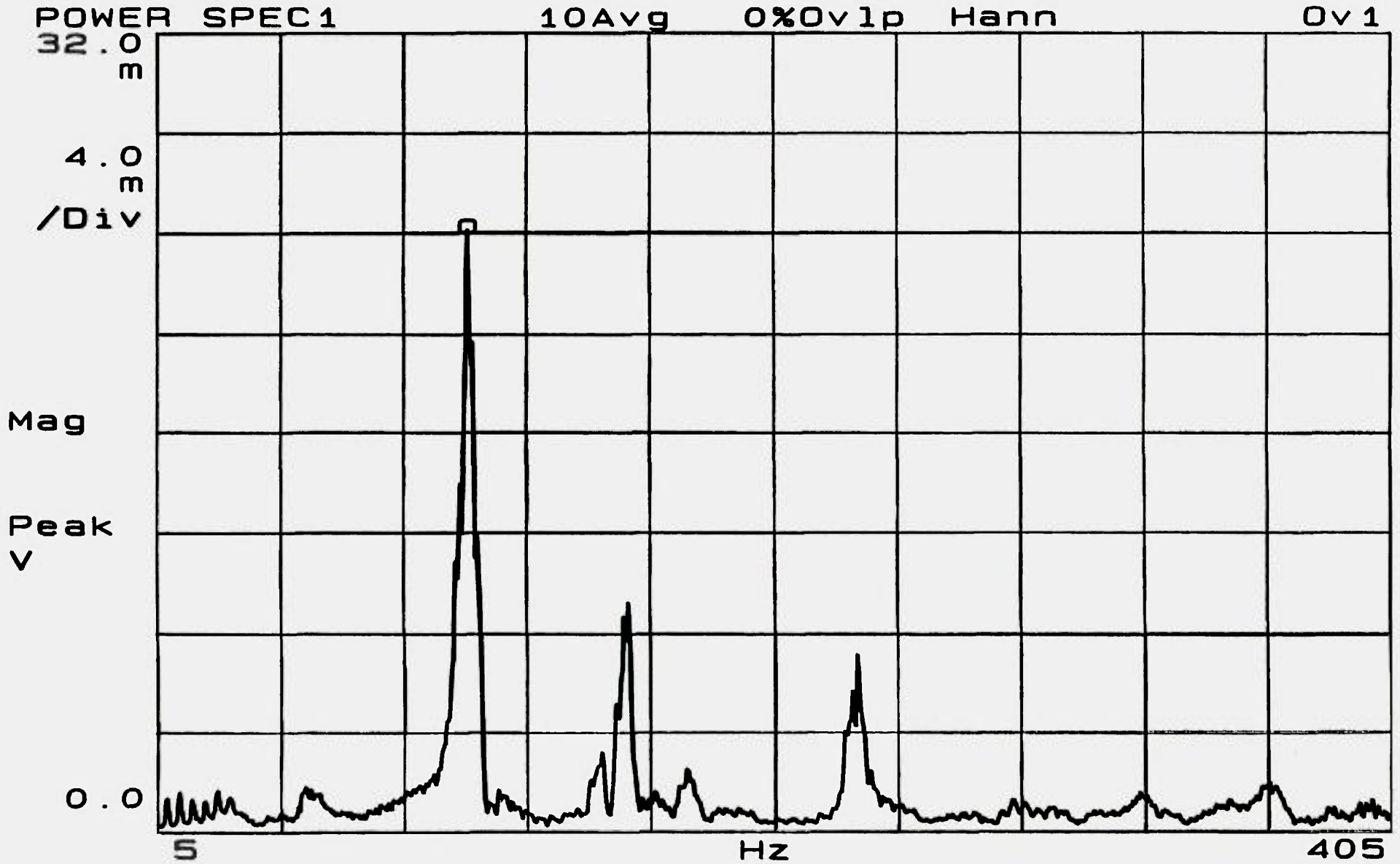


Figura 4.26 - Ensaio de frequência natural - entalhe vertical - 106 Hz

X = 149.5 Hz
Y = 3.25695 mV

POWER SPEC1

10Avg

0%Ovlp

Hann

0v1

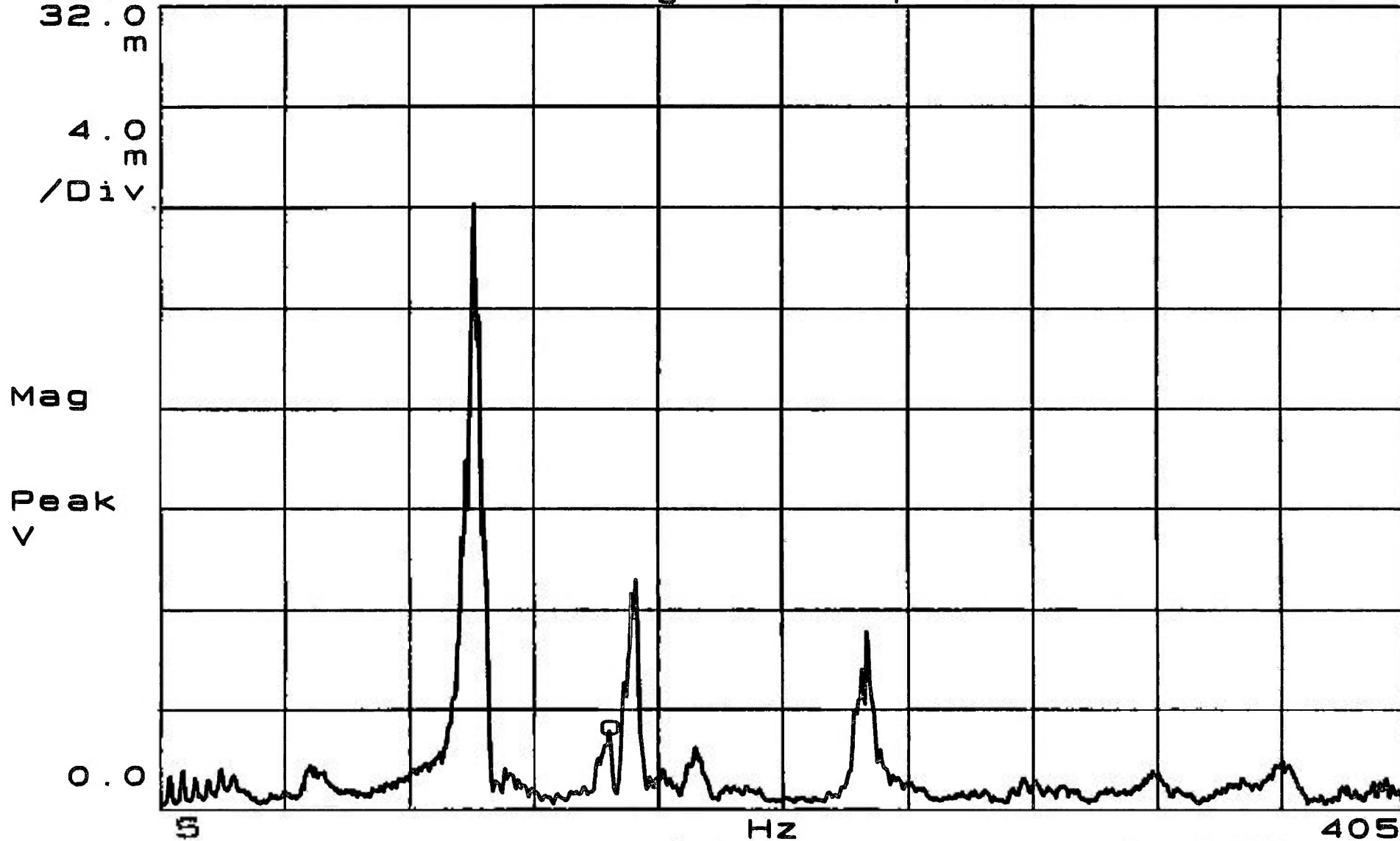


Figura 4.27 - Ensaio de frequência natural - entalhe vertical - 149,5 Hz

X=158 Hz
Ya=9.28815mV

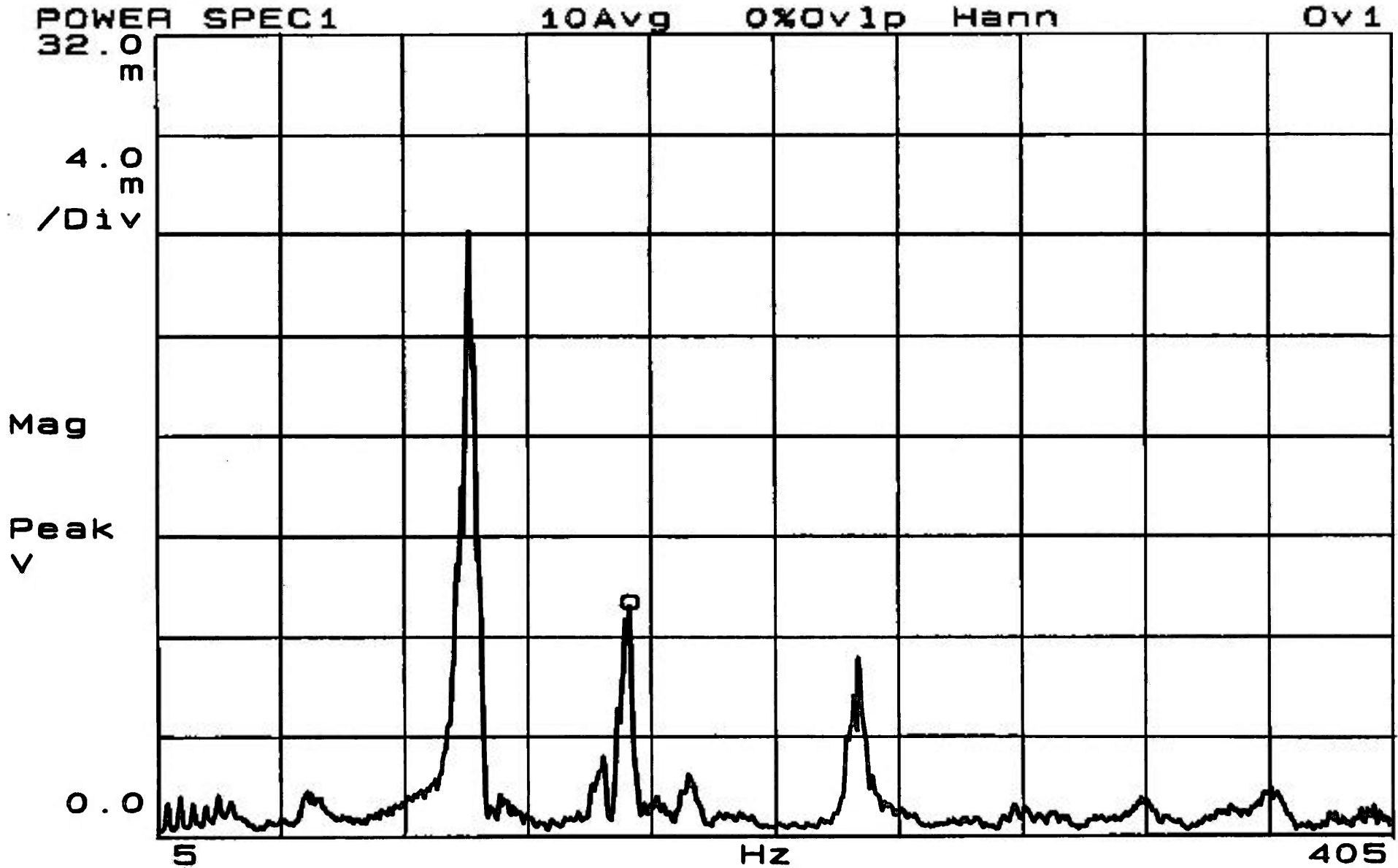


Figura 4.28 - Ensaio de frequência natural - entalhe vertical - 158 Hz

X=177 Hz
Y=2.54252mV

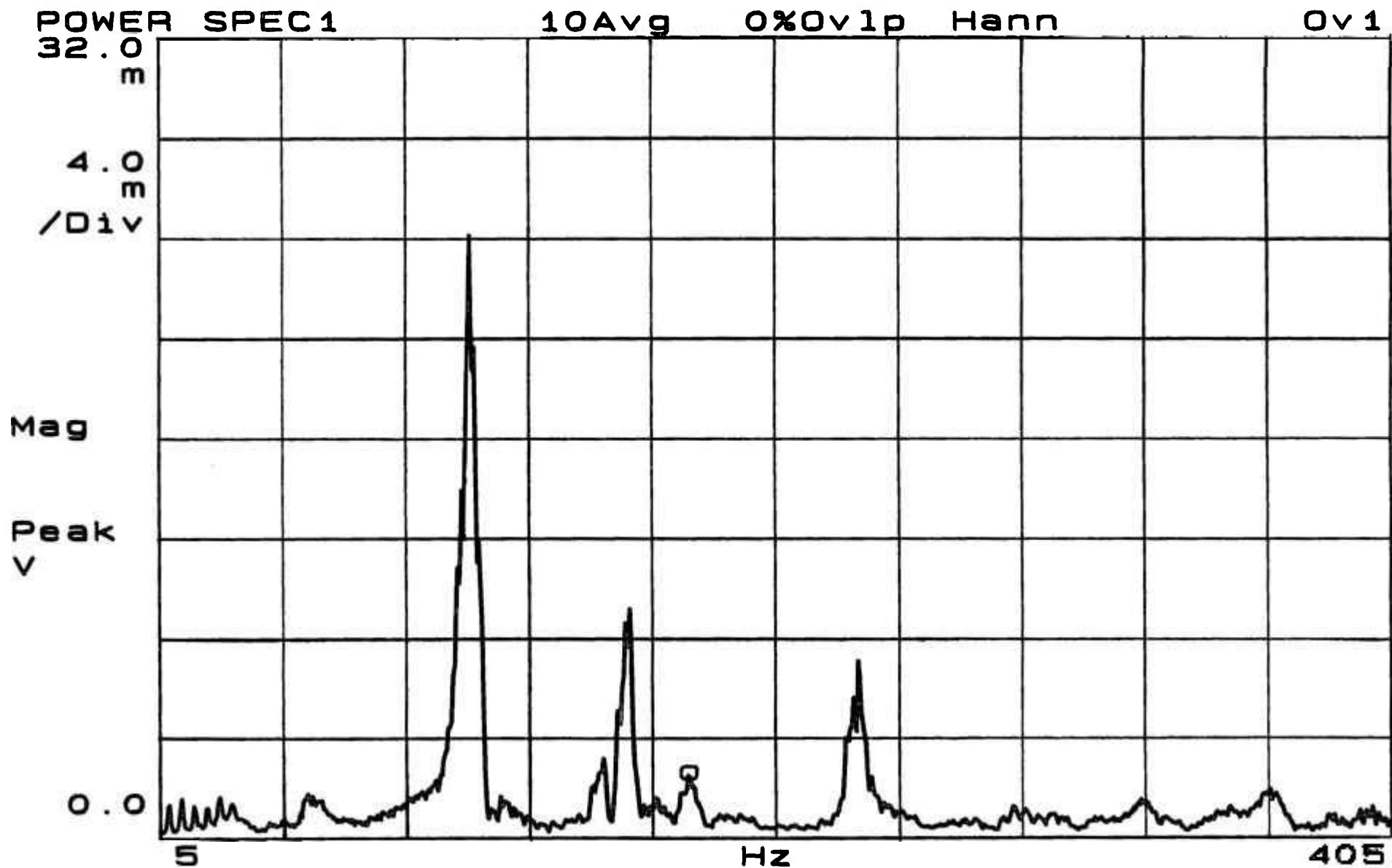


Figura 4.29 - Ensaio de frequência natural - entalhe vertical - 177 Hz

X=232 Hz
Ya=7.19782mV

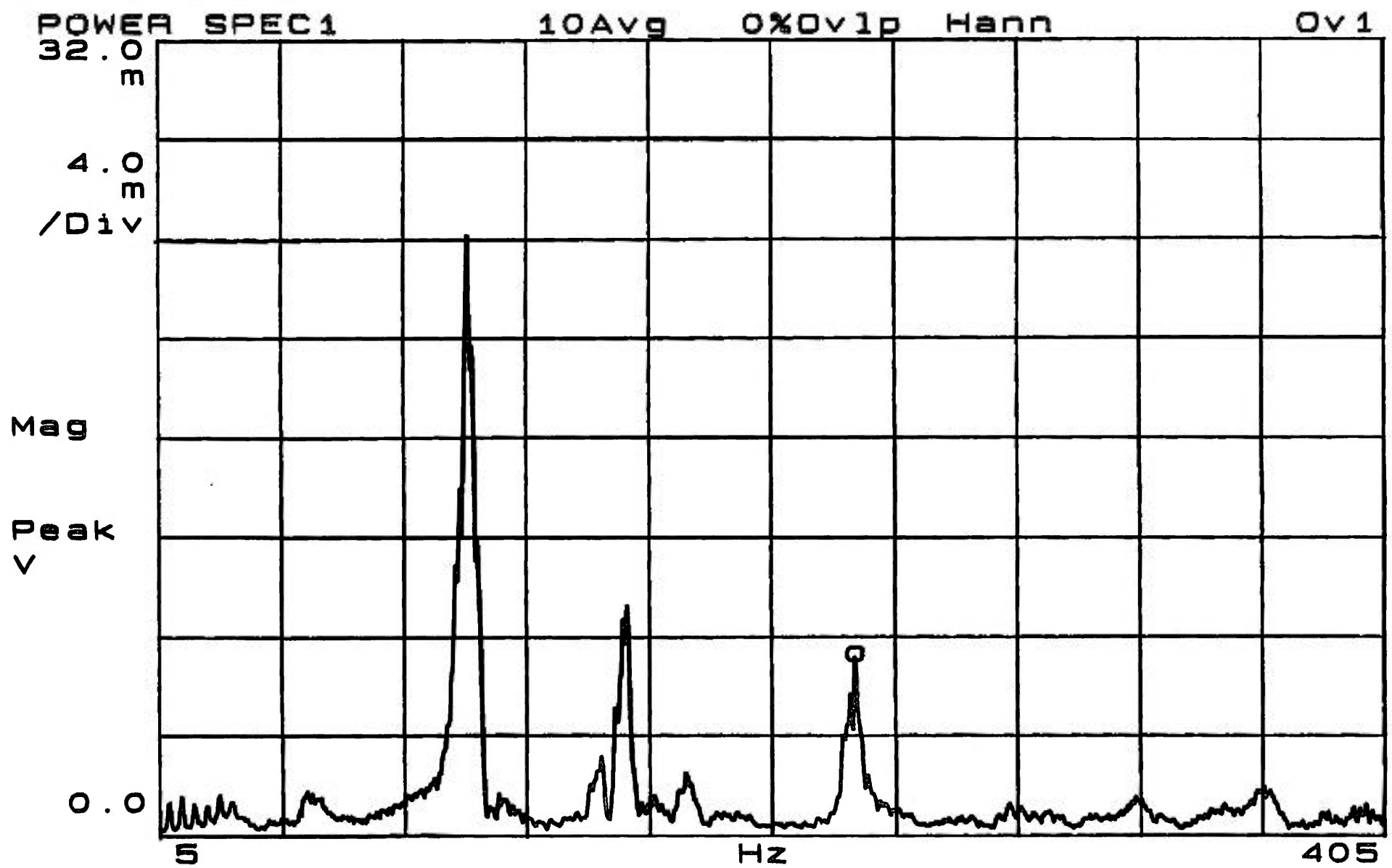


Figura 4.30 - Ensaio de frequência natural - entalhe vertical - 232 Hz

5 DISCUSSÕES

• Descontinuidades Produzidas

A filosofia deste trabalho demandava produzir um eixo experimental nos vários estágios de crescimento de uma descontinuidade de fadiga, reproduzindo o máximo possível aquela condição encontrada na prática. A introdução de descontinuidades específicas e controladas em amostras realistas para uso em calibrações e referências na indústria nuclear é notoriamente complexa e é praticada por alguns poucos laboratórios internacionais. Não é surpreendente que grande parte do esforço dispendido ao longo deste trabalho tenha sido dirigido à produção do eixo experimental. Pelo gráfico da mecânica da fratura que relaciona a taxa de propagação da trinca com o fator de intensidade de tensão [40], observa-se que a trinca de 265 000 ciclos, que compromete 49 % da área de resistência, situa-se, aproximadamente, no meio do Regime B. A trinca de 290 000 ciclos, que compromete 81 % da seção de resistência do eixo, encontra-se no final do Regime B deste gráfico. A variação de 25 000 ciclos entre as duas trincas foi suficiente para conduzir rapidamente o eixo a uma situação crítica, próxima ao início da Região C do gráfico [40], onde o fator de intensidade varia exponencialmente.

A ausência de informações na literatura sobre o comportamento deste tipo de defeito levou à decisão de elaborar um outro eixo experimental contendo uma descontinuidade usinada para efeito de referência. Assim, os resultados experimentais revelaram que as duas descontinuidades apresentam comportamentos diferentes. Contrariando expectativas, nem mesmo os sinais de vibração dos dois últimos estágios da descontinuidade usinada assemelharam-se aos valores do eixo fadigado. Nestas situações os eixos

apresentam, inclusive, semelhança entre os valores relativos às respectivas áreas de resistência.

- **Frequências Naturais**

No eixo com o entalhe usinado, as alterações mais significativas ocorreram nas amplitudes da frequência de 233,33 Hz, 4ª harmônica da frequência de rotação da bomba. Para o eixo com a trinca de fadiga, as duas fases da descontinuidade provocaram variações predominantes nas amplitudes das frequências de 175 e 233,33 Hz, que são as 3ª e 4ª harmônicas da frequência fundamental. Apesar destas alterações estarem em destaque nos gráficos das amplitudes normalizadas, outras variações devem ser consideradas.

A frequência fundamental e a 2ª harmônica foram avaliadas por serem indicadores de desbalanceamentos e desalinhamentos, principais problemas em equipamentos rotativos, além de outros citados no item 2.3. Bently [25] admite a hipótese de que o surgimento e o crescimento de trincas de fadiga localizadas em posições como a deste trabalho e em equipamentos horizontais, podem ser detectadas através da frequência de rotação, uma vez que a redução na rigidez do eixo provocaria o desbalanceamento do conjunto. Os resultados experimentais deste trabalho demonstraram que isto não acontece. As assinaturas dos eixos contendo as duas descontinuidades não apresentam as características do desbalanceamento [18].

Outra hipótese para a elevação das amplitudes é a alteração das frequências naturais do eixo em função da presença de uma descontinuidade. A proximidade dessas frequências à frequência de rotação do eixo ou de algumas de suas harmônicas faria com que o conjunto entrasse em ressonância, aumentando significativamente o valor das amplitudes das harmônicas.

Para esta verificação foram realizados ensaios adicionais para tentar determinar a frequência natural do eixo com um entalhe usinado de 18 mm. Conforme descrito no item 3.5, os ensaios foram realizados com o entalhe nas posições horizontal e vertical. Os resultados dos ensaios, apresentados nas Figuras 4.22 a 4.30 indicaram picos de amplitude nas frequências de 106, 149,5 156/158, 176/177 e 226,5/232 Hz. Apesar dos ensaios de frequência natural terem sido realizados somente com o eixo contendo o entalhe usinado, os resultados foram comparados com os sinais de vibração emitidos pelos eixos contendo os dois tipos de descontinuidades, com o intuito de associar o defeito às alterações ocorridas. No eixo com entalhes de usinagem, somente houve coincidência nas frequências de 226,5/232 Hz do ensaio com a 4ª harmônica do eixo, 233,33 Hz. Para o eixo com a trinca de fadiga a coincidência ocorreu entre as frequências de 176/177 Hz do ensaio e 175 Hz do eixo fadigado. Entretanto, nos gráficos das amplitudes normalizadas, não se observam alterações nas frequências de 106, 149,5 e 156/158 Hz ou mesmo naquelas próximas a estes valores, como 116,66 Hz, que é a 2º harmônica da frequência fundamental. Nos espectros de frequências naturais não aparecem valores acima de 232 Hz, deixando sem explicação as variações ocorridas com as harmônicas da frequência fundamental acima de 233,33 Hz. Estes resultados comprovaram não ser possível determinar seguramente, por excitação estática, as frequências naturais em eixos de máquinas rotativas, visto que não foram considerados os efeitos complexos da dinâmica de rotores [41]. É válido somente para vigas ou eixos sujeitos à flexão.

- **Análise de Vibração**

O volume extensivo de informações geradas ao longo do experimento, inviabilizaram a análise dos sinais de vibração com base nos espectros de tempo. A utilização de espectros com base na frequência em

conjunto com a aplicação da técnica para normalização das amplitudes, apresentados graficamente nas Figuras 4.6 a 4.21, facilitou a visualização das tendências das amplitudes na faixa de frequência observada, que foi de 2 kHz. Assim, tentou-se a caracterização do defeito através das variações dos valores das amplitudes normalizadas das harmônicas. Porém, as normas existentes [15,16,38] somente definem os níveis aceitáveis de vibração em função do método dos níveis globais ou são aplicáveis para medir vibrações radiais [42], excluindo as axiais. O método do nível global oculta as variações de algumas frequências do espectro de vibrações, conduzindo o analisador ao erro de diagnóstico e conseqüentemente aumentando o risco de falha. Estudos específicos teóricos e experimentais aplicando o método da análise espectral com resultados que pudessem auxiliar esta caracterização também não foram encontrados. Desta forma, com base nos resultados experimentais deste trabalho, algumas alterações foram observadas nos espectros da amplitudes normalizadas e podem servir, para uma bomba em funcionamento, como indicador para uma análise mais detalhada do problema. Estas alterações podem ocorrer ao mesmo tempo ou isoladamente:

- Variações espúrias, da ordem de 30 %, nas amplitudes normalizadas das quatro primeiras harmônicas e da frequência de passagem de pás do rotor. Estas variações podem estar acompanhadas de reduções nos valores das amplitudes restantes.

- Tendência à elevação, da ordem de 20 %, nas amplitudes normalizadas das quatro primeiras harmônicas e da frequência de passagem de pás do rotor, juntas ou isoladamente. Para as alterações servirem como indicador, devem acontecer pelo menos em duas posições e em qualquer direção.

- Variações positivas, acima de 100 % da referência, em qualquer amplitude normalizada de uma harmônica do espectro de vibrações.

As poucas informações conseguidas sobre este assunto, representaram grande dificuldade para o desenvolvimento e conclusão do trabalho. Conforme descrito na revisão da literatura, as informações mais direcionadas ao assunto foram sobre alguns incidentes acontecidos em instalações nucleares em funcionamento. Assim mesmo, somente o evento em ISAR II [11] foi descrito reunindo informações sobre o comportamento do sinal de vibração, tendências e características, e o resultado da inspeção após a substituição do eixo, que indicou comprometimento de 80 % da seção de resistência. O diagnóstico deste problema foi feito através de avaliações das alterações que aconteceram nas amplitudes das quatro primeiras harmônicas da frequência de rotação. Kowal e O'Brien [6] recomendam a frequência de passagem de pás do rotor da bomba como indicador do problema. Enquanto Bently et al [25], sugerem a 2^o harmônica da frequência fundamental como indicador da existência de trincas no eixo de bombas verticais. A sugestão destes últimos autores é duvidosa, pois não está acompanhada de referências e não se aproxima dos resultados experimentais deste trabalho.

Imam et al [43], apresentaram a caracterização do surgimento de trincas em eixos de equipamentos horizontais através da 2^a harmônica. Porém, a trinca observada por eles foi inserida transversalmente à linha de centro do eixo e o rotor estava situado entre os mancais. Portanto, esta caracterização não pode servir como referência para estudos de detecção de trincas na posição mais crítica de eixos de bombas com rotores em balanço, como apresentado neste trabalho.

O relatório EPRI NP 6337 [9], final do Projeto 1556-4, forneceu duas informações bastante importantes que serviram inclusive como incentivo para este trabalho. A primeira é sobre o crescente interesse na utilização de

acelerômetros para detecção e diagnóstico de problemas em bombas do circuito primário. Isto porque estes sensores cobrem largas faixas de frequência, podendo ser utilizados com isto para detectar problemas rotineiros e problemas complexos como a detecção de trincas em eixos de bombas. Estes sensores não se deterioram com o tempo, como ocorre com os transdutores de deslocamento e velocidade usados até o momento. O EPRI alerta para os cuidados na análise de sinais pois até a ocasião não havia resultados com a utilização destes sensores. Deve-se mencionar que a pesquisa bibliográfica demonstrou que ainda não existem resultados disponíveis sobre o assunto. A outra informação é a inexistência de um indicador único para caracterização e diagnóstico de trincas em eixos de bombas durante a operação, coincidindo com as divergências de informações sobre o assunto já discutidas anteriormente.

A crescente descoberta de trincas em eixos de bombas em centrais nucleares, acelerou o desenvolvimento de técnicas e métodos mais eficientes na detecção deste defeito. Assim, sistemas de monitoração " on-line " têm sido utilizados com sucesso como método de inspeção em plantas de potência nucleares dos Estados Unidos e da Alemanha. No Brasil, sistemas "on-line " poderiam ser utilizados para monitorar equipamentos dos sistemas primários dos Reatores de Pesquisas IEA-R1, em operação desde 1957, e IPEN/MB-01, ambos situados no Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares, na Cidade Universitária, em São Paulo. Atualmente alguns trabalhos já estão sendo desenvolvidos nesta direção com o objetivo de introduzir métodos de monitoração de vibração [44], através da implantação de programas de manutenção preditiva nestas instalações, aplicando-se recursos de computação [5] por meio de softwares desenvolvidos para esta finalidade.

- **Contribuição do Trabalho**

Os resultados experimentais deste trabalho comprovam a eficácia da técnica de análise de vibrações para detectar trincas de fadiga em eixos de bombas centrífugas em operação. Dentre as diversas vantagens, destacam-se o aumento da segurança das instalações nucleares, a redução sensível do custo de um desligamento inesperado para realização de inspeções por métodos não-destrutivos e, principalmente, a redução do tempo de exposição do pessoal de operação e manutenção à radiação nas áreas de acesso restrito das centrais nucleares.

Assim sendo, os resultados experimentais apresentados neste trabalho podem contribuir como referência aos estudos para detecção antecipada de trincas em eixos de bombas centrífugas, promovendo desta forma a elevação do nível de segurança das instalações nucleares. A compreensão das alterações de comportamento das amplitudes, as influências causadas pela dinâmica de rotores [41], a utilização de acelerômetros para detecção de trincas de fadiga, conforme interesse demonstrado pelo Electric Power Research Institute (EPRI) [9] e a pesquisa para avaliar tecnicamente a possibilidade de se desenvolver um modelo que correlacione o crescimento da trinca com as amplitudes dos sinais de vibração, são assuntos que poderão ser estudados dando continuidade a este trabalho.

6 CONCLUSÕES

1. O critério de ANH aqui desenvolvido foi eficaz e detectou a presença dos entalhes usinados e das trincas de fadiga estudadas. Apesar deste sucesso, não foi possível correlacionar as variações em ANH com a profundidade dos entalhes usinados ou das trincas de fadiga.

2. As amplitudes de sinais na frequência fundamental e nas harmônicas variaram com a posição do transdutor. Assim sendo, há posições mais ou menos favoráveis à detecção da descontinuidade. Considerando a posição mais desfavorável, uma descontinuidade sempre implicou num ANH igual ou maior que 1 em uma das 13 primeiras harmônicas

3. Ficou demonstrado que as análises baseadas nas amplitudes da frequência fundamental e/ou das 4 primeiras harmônicas são inadequadas. Em várias situações a presença de uma descontinuidade séria levou à redução das amplitudes numa faixa de frequência tão alta como a 5ª harmônica

7 REFERÊNCIAS

- [1] KRAUTKRÄMER, J. & KRAUTKRÄMER, H. *Ultrasonic Testing of Materials*. 4 ed. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, West Germany, 1990.
- [2] AMERICAN SOCIETY FOR NONDESTRUCTIVE TESTING. *Nondestructive Testing Handbook*. In : Miller, R.K. & McIntire, P. , eds. *Acoustic Emission Testing*. USA, 1987. v. 5, p.12-57; p.213-19.
- [3] COMPUTATIONAL SYSTEMS INCORPORATED. *The Concepts of Predictive Maintenance. Application Paper AN-P-002-01.10.92*, Knoxville, TN, USA, 1989.
- [4] ANDRADE, E. B. ; MARTINS, L.G. ; LIMA, N. N. C. In : INSTITUTO BRASILEIRO DE PETRÓLEO & ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE MANUTENÇÃO. *Medição e Análise de Vibrações e Ruído em Instalações Industriais - Técnicas de Vanguarda Aplicadas à Manutenção : anais do 4º congresso Íbero -americano de manutenção realizado no Rio de Janeiro, 7-11 dezembro, 1977*. Rio de Janeiro ,1977. vol. I, p.p. 260-77.
- [5] TRANTER, J.T. The Application of Computers to Machinery Predictive Maintenance. *Sound and Vibration*, 12 (24) : 14-19, 1990.
- [6] KOWAL, M.G. & O'BRIEN, J.T. Monitoring for Shaft Cracks on Recirculation Pumps. *Sound and Vibration*, 5 (23).: 12 - 7, 1989.

- [7] YOON, K.K. ; MCKIM, A.D.; CLARY, M.D. Fracture mechanics evaluation of reactor coolant pump failure at Crystal River - 3. In : International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology. *Structural Mechanics in Reactor Technology : proceedings of 9^o Biennial International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology held in Lausanne, 17-21 Aug, 1987, Switzerland, 1987.* v. D, p. 211-20. (SMIRT-9).
- [8] WACH, D. Vibration, neutron noise and acoustic monitoring in German LWRs. *Nuclear Engineering and Design*, 129. : 129 - 50, 1991.
- [9] ELECTRIC POWER RESEARCH INSTITUTE. *Vibration Monitoring of Main Coolant Pumps : Guideline and Reference Data. Project 1556-4. Final Report, 1989.* Toronto, Ontario, Canada, May 1989. (EPRI NP 6337)
- [10] HAYNER, G.O.; FRYE, C.R.; CLARY, M.D. Examination of reactor coolant pump shaft at Crystal River-3. In : International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology. *Structural Mechanics in Reactor Technology : proceedings of 9^o Biennial International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology held in Lausanne, 17-21 Aug, 1987, Switzerland, 1987.* v. D, p. 203-09. (SMIRT-9).
- [11] Sunder, R. ; Wach, D. ; Heinbuch, R. ; Irlbeck, J. Erkennung eines HKP-Wellenanrisses im Kernkraftwerk Isar-2 durch frequenzselektive Schwingungsüberwachung. In : *VGB Kraftwerkstechnik 69.* Alemanha, RFA, 1989. Heft 4, p.335-40.

- [12] ANGELO M. Choosing Accelerometers for Machinery Health Monitoring. *Sound and Vibration*, 12 (24) : 20-4, 1990.
- [13] ASCH, G. Les Capteurs en Instrumentation Industrielle. 4. ed. In : Dunod, eds. *Capteurs d'accélération, vibration, choc*. Paris, France, 1991. v. 1, p. 499-546.
- [14] BERRY, J.E. *PROVEN METHOD FOR SPECIFYING SPECTRAL LEVELS AND FREQUENCIES USING TODAY'S PREDICTIVE MAINTENANCE SOFTWARE SYSTEMS*. Technical Associates of Charlotte, Inc. North Carolina, USA, 1990. (R-0490-1)
- [15] INTERNATIONAL STANDARD . *Mechanical vibration of machines with operating speeds from 10 to 200 rev/s - Basis for specifying for evaluation standards*. Nov. 01, 1974. (ISO 2372)
- [16] INTERNATIONAL STANDARD . *Mechanical vibration of rotating and reciprocating machinery - Requirements for instruments for measuring vibration severity*. Jul. 15, 1975. (ISO 2954).
- [17] KERLIN, T.W. *Frequency Response Testing in Nuclear Reactors*. New York, USA, Parsegian, V.L., 1974.
- [18] HEWLETT PACKARD. *Medições Efetivas de Maquinário utilizando Analisadores de Sinal Dinâmico. Notas de Aplicação 243-1*, 1991
- [19] NEPOMUCENO, L.X. Técnicas de Manutenção Preditiva. In : BLÜCHER, E., ed. *Identificação da Origem das Vibrações. Monitoração*. São Paulo, Brasil, 1989. v. 1, pp 100-499.

- [20] THIE, J. A. *Power Reactor Noise*. Illinois, USA, AMERICAN NUCLEAR SOCIETY, 1981.
- [21] THIE, J.A. *Reactor Noise*. New York, USA, Rowman & Littlefield, 1963
- [22] SWARUP, J. Vibration Analysis of Centrifugal Pumps. *Sound and Vibration*, 5 (24) : 12-15, 1990.
- [23] SCHILTZ L. R., Forcing Frequency Identification of Rolling Element Bearings. *Sound and Vibration*, 5 (24) : 16-19, 1990.
- [24] Gülich, J. F.. *Diagnosis de Cavitação en Bombas Centrífugas*. *Revista Técnica Sulzer*, 1/1992. 29-35, 1992
- [25] BENTLY, D. E. ; MUSZYNSKA, A. ; BOSMANS, R.F . *Vibration Monitoring and Shaft Crack Detection*. *Transactions of American Nuclear Society*, v.60, p. 569 - 70, Nov. 1989. *Winter Meeting of American Nuclear Society (ANS) and Nuclear Power and Technology Exhibit*. San Francisco, CA, USA, 1989.
- [26] SERRIDGE, M. Fault Detection Techniques for Reliable Machine Condition Monitoring. *Sound and Vibration*, 5 (23) : 18-22, 1989.
- [27] TORRES, W.M. & ALVIM, A.J.C. *Descrição do Sistema Primário do Circuito Hidrodinâmico do Reator*. São Paulo, Coordenadoria para

Projetos Especiais, 1986. (Documento Técnico COPESP - N° R11 - IP4 - 214CH - 4DS - 001).

[28] AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. *Standard relatings to ferrous casting ; ferroalloys*. In : 1991 ANNUAL book of ASTM standards, section 1 : Iron and Steel Products. v.01.02, p. 381-86.

[29] AMERICAN SOCIETY FOR METALS. *Metals Handbook - Properties and Selection: Irons and Steels and High Performance Alloys* . 10. ed. Ohio, USA, 1990. v 1, p. 262.

[30] LOPES, R. F.& KAWAKAMI, W. *Ensaio de Torção com Extensômetros em Eixo de Bomba*. São Paulo, Coordenadoria para Projetos Especiais (COPESP), fev. 1994. (N° RP84-0250-I006-N24 / 001 / Rev. 0).

[31] MEASUREMENTS GROUP. *Strain Gage Installation Procedures for Transducers*. 1989

[32] MEASUREMENTS GROUP. *Strain Gage Installations with M-Bond 200 Adhesive*. 1979

[33] KYOWA Electronic Instruments Co. *Dynamic Strain Amplifier DPM-600 series - Operation Manual*. 1988

[34] MEASUREMENTS GROUP. *Strain Gage Rosettes - Selection, Application and Data Reduction*, 1990. (Tech Note TN-515)

[35] TECCO, D.G. Comunicação Pessoal.

- [36] HEWLETT PACKARD. 3964A/3968A *Instrumentation Tape Recorders-Operating and Service Manual*. USA, 1985.
- [37] COMPUTATIONAL SYSTEM INC. *Database Management-DBase, Master Trend PDM Software v2.00 User's Manual*. Knoxville, TN, USA, 1989.
- [38] INTERNATIONAL STANDARD. *Mechanical Vibration of Large Rotating Machines with Speed Range from 10 to 200 rev/s - Measurement and evaluation of vibration severity in situ*. Dec. 15, 1985. (ISO 3945).
- [39] HEWLETT PACKARD. 3562A *Dynamic Signal Analyzer-Operating Instructions*. USA, 1990.
- [40] TANAKA, k. *Mechanics and Micromechanics of Fatigue Crack Propagation. Fracture Mechanics : Perspectives and Directions* (Twentieth Symposium), ASTM STP 1020, In : R.P. WEI AND GANGLOFF, eds. , Philadelphia, USA, 1989. v. D. 151-83.
- [41] LALANE, M. & FERRARIS G. *Rotordynamics Prediction in Engineering* . England, John Wiley & Sons, 1990.
- [42] INTERNATIONAL STANDARD . *Mechanical vibration of non-reciprocating machines - Measurements on Rotating shafts and evaluation - Part 1 : General guideliness.* , Mar. 15,1986 (ISO 7919/1)
- [43] IMAM I. AZZARO, S. H., BANKERT, R.,J., SCHEIBEL, J. *Development of an On-Line Rotor Crack Detection and Monitoring System.*

Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, Vol. 111, 241-50, 1989.

[44] SERRA, R.C. & TECCO, D.G. *Perspectives to Introduction of Noise Analysis Techniques for Systematical Predictive Control on High Responsibility Rotative Equipment.* In : ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE CIÊNCIAS MECÂNICAS. *Técnicas de Inspeção* : anais da conferência internacional sobre avaliação de integridade e extensão de vida de equipamentos industriais realizada em Pouso Alto, 28 de setembro - 02 de outubro, 1993. Minas Gerais, Brasil, 1993. p.75-77.

[45] HEARN, E. J. *Mechanics of Material.* In : HOPKINS, H.G. eds. *Theories of Elastic Failure* . City of Birmingham Polytechnic, England, 1980. v.1, p 369-371.

[46] PISSARENKO, G.C. ; IAKOVLEV, A.P. ; MATVEIEV, V.V. *Prontuário de Resistência de Materiais.*

APÊNDICE 1

Cálculo da Carga Estática Máxima no Ensaio de Extensometria

A carga máxima aplicada à extensometria foi calculada em função da tensão de escoamento à torção. Para calcular esta tensão aplicou-se o critério de Tresca [45], que considera a máxima tensão de cisalhamento como metade da tensão de escoamento à tração.

Como a tensão de escoamento é $\sigma_e = 530$ MPa, a tensão de escoamento à torção de acordo com Tresca será :

$$\tau_e = 0,5\sigma_e, \text{ ou seja :}$$

$$\tau_e = 265 \text{ MPa}$$

Para garantir que as cargas estáticas estariam dentro da zona elástica, foi feita a seguinte consideração para se calcular a tensão máxima aplicada à extensometria :

$$\tau_{\max} = 0,5 \tau_e, \text{ ou seja :}$$

$$\tau_{\max} = 132,5 \text{ MPa}$$

O momento de torção na seção do eixo é :

$$M_{\text{tor}} = \tau_{\max} \cdot w_p \quad (\text{A1.1})$$

onde w_p é o momento polar de resistência.

Para o cilindro :

$$w_p = \pi \times d^3 / 16 \quad (\text{A1.2})$$

d é o diâmetro da seção do eixo no qual a trinca foi inserida, e igual a 24,5 mm. Portanto :

$$w_p = 2,888 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

Assim,

$$M_{\text{tor}} = 382,66 \text{ N m.}$$

Como o comprimento do braço em que a carga foi aplicada é de 0,100 m, a carga máxima para o ensaio foi :

$$F_{\text{max}} = M_{\text{tor}} / L \quad (\text{A1.3})$$

$$F_{\text{max}} = 3826,60 \text{ N}$$

Para facilitar os cálculos adotou-se como carga máxima no teste o valor de 3000 N.

APÊNDICE 2

Cálculo Teórico das Tensões Principais do Ensaio de Extensometria

Adotando-se um cilindro como modelo para o eixo e considerando-se que o mesmo sofre torção pura, Pissarenko [46] afirma que as direções das tensões principais são a $+45^\circ$ e -45° do eixo do cilindro para compressão e tração, respectivamente.

Das equações (A1.1) e (A1.2), temos :

$$\tau_{\max} = 16 \cdot M_{\text{tor}} / (\pi \cdot d^3) \quad (\text{A2.1})$$

Colocando-se as tensões que aparecem no cilindro no Círculo de Mohr, tem-se:

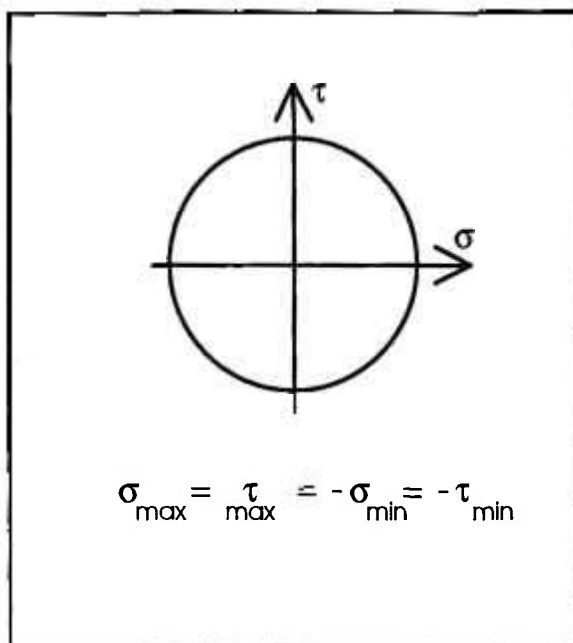


FIGURA A2.1 - Círculo de Mohr

Considerando que as cargas utilizadas na extensometria foram de 500 a 3000 N em passos de 500N, e substituindo estes valores na equação (A2.1), encontramos os valores teóricos das tensões principais, cujos valores estão apresentados na Tabela A2.1.

M_{tor} (N.m)	$ \sigma = \tau $ (MPa)
50	17
100	35
150	52
200	69
250	87
300	100

TABELA A2.1 - Valores teóricos das tensões principais

APÊNDICE 3

Valores tabulados das ANH dos Sinais de Vibração

HARMÔNICA	FREQUÊNCIA Hz	ANH	ANH	ANH	ANH
		ENTALHE 3 mm	ENTALHE 8 mm	ENTALHE 13 mm	ENTALHE 18 mm
1	58,33	-0,28	-0,53	-0,54	-0,41
2	116,66	-0,62	-0,18	-0,25	-0,67
3	175	-0,84	-0,92	-0,56	0,32
4	233,33	0,52	1,16	4,14	1,5
5	291,6	-0,91	-0,76	-0,9	0,98
6	350	-0,82	-0,02	-0,44	-0,12
7	408,33	-0,02	1,19	0,88	0,76
8	466,66	-0,29	-0,08	1,65	1,87
9	525	-0,04	0,11	0,31	1,37
10	583,33	-0,65	0,11	1,06	-0,38
11	641,63	-0,58	-0,82	-0,07	-0,06
12	699,96	0,39	0,5	0,14	0,47
13	758,29	0,87	3,39	2,07	5,75
14	816,62	-0,77	-0,66	-0,47	-0,42
15	874,95	-0,03	0,22	-0,09	4,1
22	1283	0,76	4,68	2,32	5,35

TABELA A3.1 - Valores das ANH dos entalhes de usinagem - posição 1

HARMÔNICA	FREQÜÊNCIA Hz	ANH	ANH
		TRINCA 265 000 CICLOS	TRINCA 290 000 CICLOS
1	58,33	-0,53	-0,10
2	116,66	-0,33	0,70
3	175	-0,05	9,02
4	233,33	0,34	1,32
5	291,6	-0,62	0,50
6	350	-0,30	-0,81
7	408,33	1,02	1,65
8	466,66	-0,57	1,23
9	525	-0,10	0,13
10	583,33	0,32	1,91
11	641,63	-0,38	1,24
12	699,96	0,10	1,07
13	758,29	2,12	2,91
14	816,62	0,31	0,60
15	874,95	-0,25	0,58
22	1283	1,48	-0,18

TABELA A3.2 - Valores das ANH das trincas de fadiga - posição 1

HARMÔNICA	FREQÜÊNCIA Hz	ANH ENTALHE 3 mm	ANH ENTALHE 8 mm	ANH ENTALHE 13 mm	ANH ENTALHE 18 mm
1	58,33	-0,1	0,06	0,18	0,37
2	116,66	-0,86	-0,47	-0,85	-0,59
3	175	-0,59	-0,27	0,38	3,3
4	233,33	-0,13	2,62	5,26	1,79
5	291,6	1,3	0,73	2,38	2,42
6	350	-0,57	-0,26	0,02	0,08
7	408,33	-0,55	-0,3	1,04	-0,16
8	466,66	0,3	0,96	0,35	0,45
9	525	-0,59	-0,08	-0,45	2,18
10	583,33	-0,39	0,23	-0,7	-0,67
11	641,63	-0,6	-0,62	-0,16	-0,55
12	699,96	-0,41	0,16	-0,47	1,13
13	758,29	1,17	3,15	2,06	6,69
14	816,62	-0,86	-0,65	-0,71	-0,76
15	874,95	1,95	2,18	1,74	3,89
22	1283	0,39	3,26	2,2	4,84

TABELA A3.3 - Valores das ANH dos entalhes de usinagem - posição 2

HARMÔNICA	FREQÜÊNCIA Hz	ANH	ANH
		TRINCA 265 000 CICLOS	TRINCA 290 000 CICLOS
1	58,33	0,003	-0,21
2	116,66	-0,57	0,35
3	175	0,89	19,27
4	233,33	0,11	1,92
5	291,6	-0,20	1,83
6	350	-0,12	0,23
7	408,33	1,35	4,09
8	466,66	0,02	1,67
9	525	-0,41	0,80
10	583,33	-0,30	3,96
11	641,63	18,16	32,25
12	699,96	-0,26	2,45
13	758,29	2,11	3,02
14	816,62	-0,05	0,64
15	874,95	-0,56	-0,46
22	1283	1,77	0

TABELA A3.4 - Valores das ANH das trincas de fadiga - posição 2

HARMÔNICA	FREQÜÊNCIA Hz	ANH ENTALHE 3 mm	ANH ENTALHE 8 mm	ANH ENTALHE 13 mm	ANH ENTALHE 18 mm
1	58,33	-0,21	-0,15	0,23	0,06
2	116,66	-0,74	-0,43	-0,71	-0,68
3	175	-0,37	0,02	-0,60	0,37
4	233,33	-0,29	1,92	1,55	-0,65
5	291,6	-0,29	-0,09	0,26	-0,47
6	350	-0,14	-0,26	-0,15	0,34
7	408,33	1,51	1,60	4,42	10,94
8	466,66	-0,23	2,01	0,33	-0,44
9	525	0,03	2,74	6,60	10,15
10	583,33	-0,89	-0,54	0	0,48
11	641,63	-0,63	-0,49	1,15	2,36
12	699,96	-0,59	-0,39	-0,43	-0,38
13	758,29	0,04	1,59	0,15	2,66
14	816,62	-0,51	0,14	2,03	3,02
15	874,95	-0,09	0,35	0,69	2,67
22	1283	1,13	1,10	1,06	3,18

TABELA A3.5 - Valores das ANH dos entalhes de usinagem - posição 3

HARMÔNICA	FREQUÊNCIA Hz	ANH	ANH
		TRINCA 265 000 CICLOS	TRINCA 290 000 CICLOS
1	58,33	-0,21	0,44
2	116,66	0,21	0,73
3	175	-0,35	8,78
4	233,33	2,60	2,14
5	291,6	-0,16	0,41
6	350	-0,23	-0,09
7	408,33	0,03	1,3
8	466,66	-0,09	-0,16
9	525	0,33	0,27
10	583,33	-0,22	0,73
11	641,63	-0,13	1,10
12	699,96	1,42	1,17
13	758,29	0,56	1,43
14	816,62	0,41	1,06
15	874,95	-0,14	0,05
22	1283	3,44	2,87

TABELA A3.6 - Valores das ANH das trincas de fadiga - posição 3

HARMÔNICA	FREQÜÊNCIA Hz	ANH ENTALHE 3 mm	ANH ENTALHE 8 mm	ANH ENTALHE 13 mm	ANH ENTALHE 18 mm
1	58,33	-0,08	-0,03	0,11	0,004
2	116,66	-0,84	-0,38	-0,78	0,44
3	175	-0,75	-0,53	-0,20	1,62
4	233,33	10,04	4,52	10,95	3,75
5	291,6	0,36	-0,03	0,79	1,09
6	350	-0,31	-0,58	-0,21	-0,1
7	408,33	-0,87	-0,29	-0,15	-0,04
8	466,66	0,90	0,21	0,42	3,24
9	525	-0,61	-0,60	-0,25	-0,04
10	583,33	9,86	3,65	0,19	3,85
11	641,63	-0,53	-0,62	0,007	-0,73
12	699,96	-0,0001	1,11	0,06	3,24
13	758,29	1,12	3,41	2,42	6,39
14	816,62	-0,88	-0,59	-0,78	-0,61
15	874,95	0,76	0,30	0,40	1,98
22	1283	0,17	2,13	1,2	5,98

TABELA A3.7 - Valores das ANH dos entalhes de usinagem - posição 4

HARMÔNICA	FREQUÊNCIA Hz	ANH	ANH
		TRINCA 265 000 CICLOS	TRINCA 290 000 CICLOS
1	58,33	-0,20	-0,15
2	116,66	-0,32	0,88
3	175	0,25	1,49
4	233,33	-0,31	0,005
5	291,6	-0,008	0,01
6	350	-0,02	0,26
7	408,33	2,50	7,08
8	466,66	-0,57	3,66
9	525	1,74	1,68
10	583,33	-0,74	1,07
11	641,63	0,48	2,11
12	699,96	-0,15	1,43
13	758,29	1,54	2,51
14	816,62	-0,02	1,80
15	874,95	0,05	0,13
22	1283	0,74	-0,51

TABELA A3.8 - Valores das ANH das trincas de fadiga - posição 4

HARMÔNICA	FREQUÊNCIA Hz	ANH	ANH	ANH	ANH
		ENTALHE 3 mm	ENTALHE 8 mm	ENTALHE 13 mm	ENTALHE 18 mm
1	58,33	-0,17	-0,08	0,73	0,71
2	116,66	-0,77	-0,62	-0,62	-0,82
3	175	-0,83	-0,87	-0,71	-0,42
4	233,33	-0,19	-0,12	1,83	0,65
5	291,6	-0,88	-0,79	-0,84	0,09
6	350	-0,83	-0,83	-0,70	-0,40
7	408,33	-0,20	-0,03	0,59	-0,68
8	466,66	-0,48	-0,06	1,05	0,94
9	525	4,86	3,93	4,42	7,78
10	583,33	-0,26	0,39	0,52	0,70
11	641,63	-0,52	-0,74	0,27	0,08
12	699,96	0,35	0,64	0,18	5,15
13	758,29	-0,14	1,88	0,77	2,55
14	816,62	-0,74	-0,63	-0,39	0,69
7715	874,95	2,38	1,04	1,25	13,51
22	1283	1,31	5,84	2,93	7,24

TABELA A3.9 - Valores das ANH dos entalhes de usinagem - posição 5

HARMÔNICA	FREQÜÊNCIA Hz	ANH	ANH
		TRINCA 265 000 CICLOS	TRINCA 290 000 CICLOS
1	58,33	0,41	1,94
2	116,66	-0,17	3,78
3	175	0,11	5,78
4	233,33	-0,21	0,09
5	291,6	-0,15	0,03
6	350	-0,22	-0,71
7	408,33	1,11	3,84
8	466,66	0,41	4,66
9	525	-0,29	0,91
10	583,33	-0,13	0,53
11	641,63	0,08	1,17
12	699,96	0,15	0,81
13	758,29	2,96	2,38
14	816,62	-0,03	0,39
15	874,95	-0,37	0,33
22	1283	1,18	-0,47

TABELA A3.10 - Valores das ANH das trincas de fadiga - posição 5

HARMÔNICA	FREQUÊNCIA Hz	ANH	ANH	ANH	ANH
		ENTALHE 3 mm	ENTALHE 8 mm	ENTALHE 13 mm	ENTALHE 18 mm
1	58,33	0,02	0,12	1,48	1,21
2	116,66	-0,79	-0,68	-0,63	-0,83
3	175	-0,54	-0,32	-0,85	0,20
4	233,33	1,79	12,99	9,28	1,24
5	291,6	-0,17	-0,26	0,02	0,61
6	350	-0,30	-0,07	-0,40	-0,15
7	408,33	0,69	1,41	3,16	6,54
8	466,66	-0,13	2,08	0,34	-0,52
9	525	0,45	4	8,20	11,50
10	583,33	-0,90	-0,49	-0,10	0,26
11	641,63	-0,62	-0,82	0,60	1,85
12	699,96	0,35	0,87	0,97	1,74
13	758,29	-0,13	1,47	1,15	2,27
14	816,62	-0,80	-0,74	0,09	0,82
15	874,95	0,58	0,03	0,50	4,76
22	1283	-0,17	0,45	0,42	2,39

TABELA A 3.11 - Valores das ANH dos entalhes de usinagem - posição 6

HARMÔNICA	FREQUÊNCIA Hz	ANH	ANH
		TRINCA 265 000 CICLOS	TRINCA 290 000 CICLOS
1	58,33	0,08	1,45
2	116,66	0,24	0,83
3	175	-0,18	0,92
4	233,33	0,57	3,87
5	291,6	-0,02	0,10
6	350	-0,08	0,57
7	408,33	0,20	2,07
8	466,66	0,10	-0,07
9	525	0,62	0,49
10	583,33	-0,64	0,70
11	641,63	1,29	2,32
12	699,96	0,66	2,02
13	758,29	3,99	2,13
14	816,62	0,09	1,34
15	874,95	-0,03	0,29
22	1283	0,95	-0,35

TABELA A3.12 - Valores das ANH das trincas de fadiga - posição 6

HARMÔNICA	FREQUÊNCIA Hz	ANH	ANH	ANH	ANH
		ENTALHE 3 mm	ENTALHE 8 mm	ENTALHE 13 mm	ENTALHE 18 mm
1	58,33	0,84	0,37	2,21	4,58
2	116,66	-0,93	-0,55	-0,83	-0,28
3	175	-0,78	-0,46	-0,59	-0,80
4	233,33	-0,24	2,04	2,62	0,63
5	291,6	0,56	0,34	0,85	0,28
6	350	0,09	-0,39	0,14	0,27
7	408,33	-0,51	0,47	0,91	1,73
8	466,66	0,17	1,97	-0,49	0,68
9	525	-0,79	1,24	0,54	2,54
10	583,33	-0,72	-0,13	-0,44	1,61
11	641,63	-0,57	-0,72	-0,21	-0,39
12	699,96	0,16	-0,27	0,05	1,61
13	758,29	-0,16	0,41	1,64	0,86
14	816,62	-0,59	0,20	-0,19	0,02
15	874,95	0,09	0,37	1,42	0,55
22	1283	0,87	3,82	0,83	4,75

TABELA A3.13 - Valores das ANH dos entalhes de usinagem - posição 7

HARMÔNICA	FREQUÊNCIA Hz	ANH	ANH
		TRINCA 265 000 CICLOS	TRINCA 290 000 CICLOS
1	58,33	-0,84	0,07
2	116,66	0,63	1,22
3	175	-0,24	15,18
4	233,33	1,53	1,83
5	291,6	0,61	0,41
6	350	-0,87	-0,19
7	408,33	0,74	2,32
8	466,66	-0,24	0,41
9	525	-0,13	13
10	583,33	-0,38	1,32
11	641,63	-0,82	2,08
12	699,96	-0,31	2,97
13	758,29	-0,64	1,32
14	816,62	-0,51	0,76
15	874,95	-0,38	1,27
22	1283	-0,22	-0,27

TABELA A3.14 - Valores das ANH das trincas de fadiga - posição 7

HARMÔNICA	FREQUÊNCIA Hz	ANH	ANH	ANH	ANH
		ENTALHE 3 mm	ENTALHE 8 mm	ENTALHE 13 mm	ENTALHE 18 mm
1	58,33	0,81	0,57	0,95	0,91
2	116,66	-0,83	-0,66	-0,79	-0,27
3	175	-0,77	-0,36	-0,49	-0,60
4	233,33	5,22	11,25	23,73	12,90
5	291,6	-0,05	-0,1	-0,08	0,84
6	350	1,42	1,25	0,65	2,29
7	408,33	0,57	-0,20	2,57	4,43
8	466,66	-0,14	2,52	-0,02	-0,66
9	525	-0,26	0,33	1,69	0,78
10	583,33	-0,64	-0,63	-0,83	-0,79
11	641,63	-0,52	-0,61	0,03	-0,77
12	699,96	0,19	0,53	0,20	0,03
13	758,29	0,04	0,66	0,93	0,59
14	816,62	-0,53	-0,003	0,28	-0,44
15	874,95	-0,50	-0,43	-0,36	0,23
22	1283	0,26	2,01	0,45	-0,63

TABELA A3.15 - Valores das ANH dos entalhes de usinagem - posição 8

HARMÔNICA	FREQUÊNCIA Hz	ANH	ANH
		TRINCA 265 000 CICLOS	TRINCA 290 000 CICLOS
1	58,33	0,56	0,51
2	116,66	-0,62	0,72
3	175	0,88	1,11
4	233,33	-0,41	4,93
5	291,6	-0,70	-0,15
6	350	5,68	0,77
7	408,33	-0,55	1,32
8	466,66	-0,02	-0,34
9	525	-1,25	0,60
10	583,33	0,16	0,19
11	641,63	2,88	1,54
12	699,96	2,50	2,42
13	758,29	10,53	1,53
14	816,62	0,68	1,54
15	874,95	0,26	-0,17
22	1283	21,92	-0,33

TABELA A3.16 - Valores das ANH das trincas de fadiga - posição 8