

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

CONSTRUÇÃO E ADEQUAÇÃO DE UMA BANCADA DE ENSAIOS PARA  
INVESTIGAÇÕES DE TÉCNICAS NÃO DESTRUTIVAS DE DETECÇÃO DE FALHAS  
INCIPIENTES EM ROLAMENTOS

por

Selvino Bork Alegranzi

Dissertação para obtenção do Título de  
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, Maio de 2012.

CONSTRUÇÃO E ADEQUAÇÃO DE UMA BANCADA DE ENSAIOS PARA  
INVESTIGAÇÕES DE TÉCNICAS NÃO DESTRUTIVAS DE DETECÇÃO DE DANOS  
INCIPIENTES EM ROLAMENTOS

por

Selvino Bork Alegranzi  
Engenheiro Mecânico

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, da  
Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos  
requisitos necessários para a obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos

Orientador: Prof. Dr. Herbert Martins Gomes

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Ney Francisco Ferreira - PROMEC/UFRGS

Prof. Dr. Tiago Becker - ULBRA

Prof. Dr. Walter Jesus Paucar Casas - PROMEC/UFRGS

Prof. Dr. Francis H. R. França  
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, Maio de 2012.

*Se você acha que a educação é  
cara, tenha a coragem de  
experimentar a ignorância.  
(Derek Bok)*

*Sábios são aqueles que conhecem os  
limites de sua própria ignorância.  
(Sócrates)*

## **AGRADECIMENTOS**

A conclusão deste trabalho é a soma de muita força de vontade e persistência para vencer as diversas barreiras ao longo do curso e da vida, por isso gostaria de agradecer: em primeiro lugar à Deus por ter me dado força para cumprir mais esta etapa da jornada; agradeço à UFRGS - em especial ao GMAp - pelo apoio e por ter proporcionado as condições de realizar este trabalho; ao meu orientador Herbert Martins Gomes pelos ensinamentos transmitidos ao longo do curso e durante a execução desta dissertação; a todo o corpo docente do PROMEC/UFRGS pelos conhecimentos transmitidos ao longo do curso; à empresa Dana Indústrias LTDA por ter disponibilizado tempo para que eu pudesse realizar esta etapa de minha formação; aos meus familiares, amigos e colegas em geral pelo apoio ao longo destes anos para que eu pudesse concluir este trabalho; em especial à minha esposa - Senilda Waiss Alegranzi - pela compreensão e apoio, pois sem estes incentivos seria praticamente impossível vencer este desafio; enfim gostaria de agradecer a todos que de uma ou outra forma colaboraram para que eu pudesse chegar até aqui e concluir este trabalho finalizando, assim, mais uma etapa de minha formação acadêmica.

## RESUMO

O monitoramento de vibração de máquinas rotativas é de grande interesse da indústria, uma vez que se tem a possibilidade de detectar, com certa antecedência, problemas relacionados à condição de funcionamento do equipamento, possibilitando reparos, ajustes ou consertos e, assim, minimizando custos no caso de falhas graves ou paradas inesperadas. Neste trabalho é feita a adequação de uma bancada de testes para estudo de técnicas de detecção de falhas em rolamentos de esferas por análise de vibração. O objetivo é o de localizar falhas em rolamentos utilizando o monitoramento dos sinais das vibrações (aceleração) no mancal que suporta o rolamento de teste e o posterior processamento com o auxílio de alguma técnica de detecção. Neste trabalho a técnica do envelope foi escolhida. A bancada, assim desenvolvida, permite a retirada e colocação dos rolamentos em estudo de maneira simples e rápida, permitindo a execução de diversos testes com rapidez. A investigação da detecção de falhas em rolamentos é feita comparando-se rolamentos em condições normais com rolamentos que têm um defeito induzido. Inicialmente é apresentada a descrição das origens e formas de propagação das falhas em elementos de rolamentos e também as formas como estas falhas são induzidas em locais específicos de cada rolamento. Uma breve revisão sobre métodos de detecção de falhas no domínio do tempo e da frequência é feita. Ênfase é dada ao método do envelope que faz uso da transformada de Hilbert (*Hilbert Transform*) conjuntamente com a transformada Rápida de Fourier (*Fast Fourier Transform*). Em seguida, descreve-se como foram geradas as falhas e separados os grupos de teste, também é descrito como os ensaios foram executados com os danos induzidos em local pré-determinado no rolamento. Os resultados obtidos possibilitaram identificar as origens das falhas induzidas tanto na pista externa quanto na interna dos rolamentos analisando os sinais de vibração do mancal onde está montado o rolamento em teste com o pós-processamento dos mesmos com a técnica investigada. Os testes simulam as condições extremas encontradas em sistemas rotativos de equipamentos industriais através da imposição de cargas verticais ao rolamento. Este estudo de detecção das falhas em rolamentos propiciou uma melhor compreensão e análise do processo de falha nestes componentes.

Palavras-chave: detecção de falhas, rolamentos, transformada de Hilbert, transformada de Fourier.

## **ABSTRACT**

The vibration monitoring of rotating machines is of great interest to industries since it has the ability to detect, in advance, problems related to the operational condition of the equipment, enabling fixing, adjustments or repair, and thus, minimizing the cost in case of faults or unexpected downtime. In this work, the study of the adequacy of a test bench for detecting faults in ball bearings by vibration analysis techniques is developed. It aims at locating faults in ball bearings using vibration monitoring signals (acceleration) in the journal bearings that support this elements and further processing with the aid of some detection technique. In this work the envelope technique was chosen. The developed test bench thus allows the removal and placement of the bearings in a simple and fast way allowing running quickly several tests. The investigation of detecting faults in ball bearings is made by comparing the bearings under normal conditions with bearings which have an induced defect. First of all is presented a description of the origins and forms of propagation of faults in bearing elements and also the ways in which these failures are induced in specific locations of each bearing. A brief review of methods for detecting faults in the time and frequency domain is made. Emphasis is given to the Envelope Method which uses the Hilbert Transform with the Fast Fourier Transform. Then it is described how the tests were accomplished with the induced damage in predetermined sites in the bearing. The results obtained allowed to identify the origins of the induced bearing failures in both outer and inner races just by reading the vibration signals and post-processing them with the investigated technique. The tests take care to simulate conditions close to those found in actual rotatory systems of industrial equipment by imposing vertical loads to the bearing. This study in detecting flaws in balls bearings provided a better understanding of the analysis failure process in these components.

**Keywords:** Fault Detection, Ball Bearings, Hilbert Transform, Fast Fourier Transform.

## SUMÁRIO

SUMÁRIO.....	vii
LISTA DE FIGURAS .....	ix
LISTA DE TABELAS .....	xii
LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS .....	xiii
LISTA DE SÍMBOLOS .....	xiv
1 INTRODUÇÃO .....	1
1.1 Motivação .....	1
1.2 Objetivo do estudo.....	3
1.2.1 Objetivos Específicos.....	3
1.3 Descrição do trabalho .....	4
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	6
3 FALHA EM ROLAMENTOS .....	11
3.1 Rolamentos.....	11
3.2 Distribuição de carga em rolamentos .....	11
3.3 Falhas comuns em rolamentos .....	12
3.3.1 Tipos de falhas e localização .....	14
3.3.2 Vibrações causadas pelas falhas .....	15
3.3.3 Frequência característica das falhas.....	15
3.3.4 Análise de vibrações .....	21
3.3.5 Vibrações geradas por defeitos localizados .....	22
3.4 Análise por demodulação.....	22
3.5 Programa para Avaliação da transformada de Hilbert e Envelope .....	25
4 TÉCNICAS DE ANÁLISE DE FALHA EM ROLAMENTOS .....	28
4.1 Monitoramento de vibração no domínio do tempo .....	28
4.2 Monitoramento de vibração no domínio da frequência.....	29
4.2.1 Método da energia residual .....	29
4.2.2 Transformada de Fourier.....	29
4.2.3 Técnica do envelope .....	33
5 OBTENÇÃO DAS AMOSTRAS .....	37

5.1	Escolha das amostras .....	37
5.2	Tipos de falhas geradas.....	38
5.2.1	Método para obtenção da falha.....	38
6	ENSAIOS PARA ANÁLISE DE FALHAS .....	42
6.1	Bancada de ensaios .....	42
6.1.1	Calibração dos instrumentos utilizados.....	45
6.1.2	Acionamento do sistema .....	50
6.1.3	Determinação das propriedades da mesa vibratória .....	50
6.1.4	Calibração do inversor de frequências .....	54
6.1.5	Mancal de ensaio .....	55
6.1.6	Calibração dos Acelerômetros.....	56
6.2	Descrição dos ensaios realizados .....	58
6.2.1	Cálculos analíticos para determinar as frequências características dos defeitos nos rolamentos .....	59
7	ANÁLISE DOS RESULTADOS.....	61
7.1	Ressonância da bancada.....	61
7.2	Assinatura espectral da bancada com rolamento novo .....	62
7.3	Rolamentos com falha na pista interna.....	63
7.4	Rolamentos com falha na pista externa .....	67
8	CONCLUSÕES .....	76
8.1	Sugestões para trabalhos futuros .....	77
	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	79
	ANEXO A .....	83

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Componentes presentes em rolamentos de esferas típicos (Adaptado de Sobrinho, 2009).....	2
Figura 3.1 - Distribuição de carga em rolamentos [Bezerra, 2004].....	12
Figura 3.2 - Surgimento da falha na superfície de um rolamento [Bezerra, 2004]. .....	14
Figura 3.3 (A – N) Classificação de defeitos nos rolamentos pela SKF [adaptado, SKF, 2001]. .....	16
Figura 3.4 - Frequências, Dimensões e ângulo de contato do rolamento [Bezerra, 2004]. .....	17
Figura 3.5 – Velocidades nos elementos do rolamento [Bezerra, 2004]. .....	18
Figura 3.6 - Etapas de deterioração de um rolamento [Adaptado de Vescovi, 2000]. .....	21
Figura 3.7 - Fluxograma de etapas para aplicação da técnica do envelope. ....	24
Figura 3.8 - Fluxograma do programa desenvolvido para aplicação da técnica do envelope por transformada de Hilbert. ....	26
Figura 3.9 – Tela de interface com o usuário para a análise e processamento dos sinais. ....	27
Figura 4.1 – Valores médios, <i>rms</i> pico, pico a pico de um sinal no tempo [Bezerra, 2004]. ..	28
Figura 4.2 – (a) Amostra de uma função harmônica $3\cos(2\pi t)$ com número inteiro ( $n=4$ ) de ciclos (b) espectro correspondente, (c) sem um número inteiro de ciclos ( $n=2.3$ ) e seu respectivo (b) espectro de frequências. ....	31
Figura 4.3 – (a) Sinal janelado por <i>Hanning</i> de uma função harmônica $3\cos(2\pi t)$ sem um número inteiro de ciclos ( $n=2.3$ ) e (b) respectivo valor do e seu espectro de frequências minimizando o <i>Leakage</i> . ....	32
Figura 4.4 - Demodulação de um sinal de vibração; (a) sinal portador $3\cos(2\pi 10t)$ ; (b) sinal modulador $2\cos(2\pi t)$ ; (c) sinal modulado, janelado/filtrado e envelope do sinal janelado; (d) transformada Fourier do sinal original, do envelope e do sinal janelado/filtrado. ....	36
Figura 5.1 – Rolamento de teste. ....	37
Figura 5.2 – Falha gerada na pista interna. ....	38
Figura 5.3 – Falha gerada na pista externa. ....	39
Figura 5.4 - Desenho esquemático em corte das falhas geradas nos rolamentos (comprimento (3,5 mm) e a queda teórica da esfera (0,53 mm)). ....	39
Figura 6.1 – Vista geral da bancada de ensaios. ....	42

Figura 6.2 – Rolamento montado na bancada para teste.....	44
Figura 6.3 – Rolamento na posição de montagem.....	44
Figura 6.4 – Rolamento na posição de teste.....	45
Figura 6.5 – Configuração da Célula de Carga (Fagundes, 2011).....	46
Figura 6.6 – Sistema de medição do anel dinamométrico (Fagundes, 2011).....	47
Figura 6.7 – Configuração para calibração da célula de carga (adaptado de Fagundes, 2011). .....	48
Figura 6.8 – Ajuste de curva Força x Tensão Elétrica (Fagundes, 2011). ....	49
Figura 6.9 – Acionamento do sistema.....	50
Figura 6.10 - Configuração para ensaio de deslocamento da mesa vibratória (Fagundes, 2011). .....	51
Figura 6.11 - Mesa vibratória com a bancada de ensaios.....	52
Figura 6.12 - Sinal de aceleração original e filtrado pelo <i>Software Agilent Vee Pro 7.0</i> (Fagundes, 2011).....	53
Figura 6.13 – Espectro de Frequências obtidas pelo Software Agilent Vee Pro 7.0 (Fagundes, 2011).....	54
Figura 6.14 – Ajuste de Curva para Rotação x frequência no inversor (Fagundes, 2011). ....	55
X – Acelerômetro no sentido horizontal; .....	56
Figura 6.15 – Mancal de ensaio.....	56
Figura 6.16 – Acelerômetro 4381 V da <i>Brüel &amp; Kjær</i> .....	56
Figura 6.17 – Resposta típica de frequência individual do acelerômetro (Fagundes, 2011). ..	57
Figura 6.18 - Nomenclatura para a aquisição e gravação dos dados adquiridos nos experimentos.....	58
Figura 7.1 – Sinal no tempo da aceleração no momento da pancada. ....	61
Figura 7.2 – FFT do sinal original do ensaio de impacto na bancada. ....	62
Figura 7.3 – Rolamento novo na escala de avaliação dos gráficos. ....	63
Figura 7.4 – FFT do envelope do rolamento 02 1 22.....	64
Figura 7.5 – FFT do envelope do rolamento 02 2 22.....	65
Figura 7.6 – FFT do envelope do rolamento 08 1 32.....	66
Figura 7.7 – FFT do envelope do rolamento 08 2 32.....	66
Figura 7.8 – FFT do envelope do rolamento 01 1 12.....	67
Figura 7.9 – FFT do envelope do rolamento 01 2 12.....	68

Figura 7.10 – FFT do envelope do rolamento 07 1 22.....	69
Figura 7.11 – FFT do envelope do rolamento 07 2 22.....	69
Figura 7.12 – Gráfico comparando as médias das amplitudes de cada uma das amostras com suas cargas e acelerômetros. ....	74
Figura 7.13 – Gráfico comparando as médias das frequências das amostras.....	75

## LISTA DE TABELAS

Tabela 5.1 – Localização dos defeitos e suas dimensões.....	40
Tabela 5.2 – Matriz de testes a serem realizados.....	41
Tabela 6.1 – Calibração do anel dinamométrico. ....	47
Tabela 6.2 – Resultados obtidos na calibração da célula de carga (Fagundes, 2011). ....	49
Tabela 6.3 - Resultados de deslocamento da mesa vibratória para cargas estáticas aplicadas. (Fagundes, 2011). ....	52
Tabela 6.4 - Sensibilidades definidas pelo fabricante.....	57
Tabela 6.5 – Resultado da calibração dos acelerômetros.....	58
Tabela 6.6 – Resultado dos cálculos das frequências nas pistas. ....	60
Tabela 7.1 – Tabela de resultados dos Rolamentos com falha na pista interna, acelerômetro no eixo Y.....	70
Tabela 7.2 – Tabela de resultados dos Rolamentos com falha na pista interna, acelerômetro no eixo X.....	71
Tabela 7.3 – Tabela de resultados dos Rolamentos com falha na pista externa, acelerômetro no eixo Y.....	72
Tabela 7.4 – Tabela de resultados dos Rolamentos com falha na pista externa, acelerômetro no eixo X.....	73

## LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

<i>rms</i>	<i>Root mean square</i>
<i>DPW</i>	Distribuição <i>Pseudo- Wigner</i>
DEP	Densidade Espectral de Potência
FFT	<i>Fast Fourier Transform</i>
WT	<i>Wavelet Transform</i>
GMAp	Grupo de mecânica aplicada
IC	Iniciação científica
BPFO	<i>Ball pass frequency outer race</i>
BPII	<i>Ball pass frequency inner race</i>
DFT	<i>Discrete Fourier Transform</i>

## LISTA DE SÍMBOLOS

$a$	Aceleração ( $m/s^2$ )
$\otimes$	Operador de convolução
$\ddot{A}_{(t)}$	Envelope do sinal
$B$	Ângulo de contato (rad)
$D$	Diâmetro da esfera (m)
$d$	Diâmetro primitivo (m)
$E$	Deformação (adm)
$\varepsilon$	Sensibilidade
$F$	Força (N)
$f$	Frequência, (Hz)
$f_{cr}$	Fator de crista
$f_g$	Frequência da gaiola, (Hz)
$f_{pe}$	Frequência da pista externa (Hz)
$f_{pi}$	Frequência da pista interna (Hz)
$f_{de}$	Frequência de defeito da esfera (Hz)
$f_{dpe}$	Frequência de defeito da pista externa (Hz)
$f_{dpi}$	Frequência de defeito da pista interna (Hz)
$d_{pi}$	Diâmetro da pista interna (m)
$d_{pe}$	Diâmetro da pista externa (m)
$h_{(t)}$	Sinal no tempo
$n$	Número de pontos no tempo
$N$	Newtons (N)
$mV/V$	Mili volts por volt
$mV$	Mili volts
$N_e$	Número de esferas
$V_{pe}$	Velocidade da pista externa (m/s)
$V_g$	Velocidade da gaiola (m/s)
$V_{pi}$	Velocidade da pista interna (m/s)

$r_g$	Raio da gaiola (m)
$r_{pi}$	Raio da pista interna (m)
$r_{pe}$	Raio da pista externa (m)
rpm	Rotações por minuto
$K$	Gage fator (adm)
$\omega$	Frequência, (rad /s)
$t$	Tempo, (s)
$T$	Período
$U$	Diferença de potencial
$X_{(t)}$	Valor real no domínio do tempo
$X_{(w)}$	Valor real no domínio da frequência
$X_{pico}$	Valor de pico
$X_{rms}$	Valor do RMS
$X_{med}$	Média
$X_k$	Sinal de entrada do filtro

## 1 INTRODUÇÃO

As técnicas de monitoramento de falha por análise vibratória são amplamente empregadas na indústria em setores de manutenção preditiva, sendo necessárias para o planejamento das atividades de manutenção. Com o aumento da competitividade industrial as empresas se obrigaram a diminuir os custos de produção. Antigamente as linhas de produção ou apresentavam reservas ou funcionavam até a quebra de algum componente. Para diminuir o tempo de equipamento parado, tornou-se prática comum ter grandes quantidades de peças sobressalentes, com isso, o capital de giro e os custos de produção se elevaram.

Com a utilização de técnicas de análise de vibração é possível diminuir custos, possibilitando acompanhar a “evolução” dos defeitos em equipamentos e programar compras de sobressalentes, diminuindo o estoque. Esta técnica de monitoramento utiliza-se de algoritmos baseados em modelos matemáticos, os quais podem se valer de resultados obtidos experimentalmente a fim de comparação propiciando uma estimativa do grau de precisão dos mesmos. O presente trabalho apresenta um modelo de detecção de falha por análise vibratória sendo aplicado a rolamentos de uso comum em motores elétricos de indução de pequeno porte e investiga o uso de uma técnica chamada de “envelope” que faz uso da Transformada de Hilbert. Uma bancada de testes de rolamentos é adequada a esta análise, assim como todos os softwares são desenvolvidos e aplicados a uma série de testes experimentais. A construção desta bancada possibilitará a aplicação e investigação de outras técnicas não destrutivas de detecção de falhas em rolamentos.

### 1.1 Motivação

Todos os equipamentos em uso, mesmo que dentro de suas condições de projeto, apresentam aumento da degradação com o tempo. Os rolamentos são elementos de máquina com partes móveis, sujeitas a atrito, carregamentos pontuais repetidos e com isso são frequentemente substituídos durante a vida útil de um equipamento.

Qualquer das partes dos rolamentos (esferas, pistas, gaiolas, etc.) pode apresentar algum tipo de desgaste ou defeito o qual, com o tempo, podem vir a aumentar, podendo levar à falha completa do componente, podendo inclusive gerar falhas de montagem maior nos

equipamentos que fazem uso destes rolamentos. A Figura 1.1 apresenta as partes constituintes de um rolamento de esferas sem blindagem com a gaiola de aço.

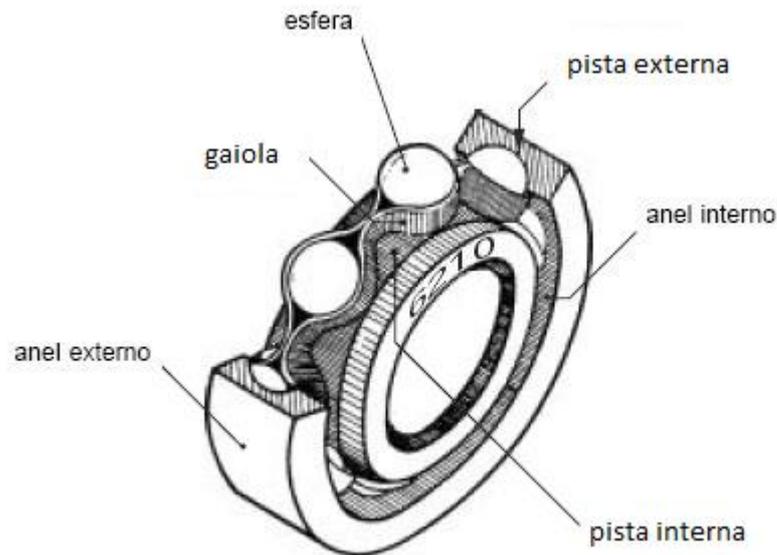


Figura 1.1 – Componentes presentes em rolamentos de esferas típicos (Adaptado de Sobrinho, 2009).

Os principais fabricantes de rolamento disponibilizam rotinas de cálculo que predizem a vida útil do rolamento relacionando a frequência de rotação com a carga aplicada ao mesmo num projeto, porém a condição de uso muitas vezes apresenta severidade diferente da estimada inicial, seja por ambiente agressivo ou histórico de carregamento. Com isso, tem-se que os usuários dos equipamentos rotativos procedem com a substituição dos rolamentos de acordo com a vida estimada em cálculo e disponibilizado pelo fabricante, com intuito de aumentar a confiabilidade do equipamento. No entanto, muitas vezes a parada destes equipamentos é feita para a substituição de um componente que apresenta condições de uso, reduzindo assim a disponibilidade do equipamento, sem o aumento da confiabilidade do mesmo. Outras vezes o rolamento apresenta falha prematura e o processo que depende deste equipamento fica paralisado até o termino da manutenção, causando prejuízo ao sistema produtivo da empresa.

Neste caso, como se trata de um componente com aleatoriedade de falha, é apropriado o uso de ferramentas preditivas que definam com clareza a vida do componente para que seja programada em tempo hábil a parada para manutenção do equipamento.

É apropriada a utilização do conceito de estado limite de um componente que é o estado crítico de uma estrutura no qual o uso normal não é mais possível, havendo imediato risco de dano ou instabilidade da estrutura, podendo originar o colapso (falha) do sistema.

Em se tratando de rolamentos, o estado limite considerado é denominado de serviço. Este estado se caracteriza por uma situação na qual os requerimentos mínimos de uso da estrutura já não são mais possíveis, ou seja, a estabilidade global da estrutura não está comprometida, entretanto, as condições necessárias para o seu uso estão comprometidas. No caso dos rolamentos, esse estado limite de serviço pode ser entendido como ruído excessivo, vibrações excessivas, folgas, desbalanceamento da máquina, etc. Sendo assim, o presente trabalho foi motivado para entender o comportamento das vibrações causadas por uma falha presente em tal elemento.

## 1.2 Objetivo do estudo

A técnica do envelope é bastante aplicada em instrumentos portáteis de detecção de vibração, obtendo na prática resultados relativamente confiáveis. O objetivo geral deste trabalho é apresentar um dos métodos para desenvolvimento de monitoramento de vibração, o método do envelope ou da Transformada de Hilbert, para aplicações especiais, como sistemas remotos, apresentando baixo custo.

### 1.2.1 Objetivos Específicos

- a) Verificar a eficiência da transformada de Hilbert para separar as falhas, avaliadas na bancada de ensaios.
- b) Através de medições em bancada, identificar os locais do dano através da frequência de passagem correspondente ao mesmo e da largura da falha através da amplitude de sinal gerado.
- c) Avaliar o que acontece com a vibração em rolamentos quando submetidos a uma rotação com uma falha conhecida induzida.
- d) Desenvolver *software* automático em ambiente *Agilent Vee Pro 7.0* onde seja possível coletar e processar os sinais de vibração.
- e) Adequar uma bancada de ensaios onde seja possível variar a carga de teste aplicada, a rotação e o sentido de giro do teste.

- f) Desenvolver um mancal de alojamento para os rolamentos de teste que permita a fixação de dois acelerômetros perpendiculares, aplicação de carga de teste e a troca rápida dos rolamentos possibilitando assim realizar vários testes em curto espaço de tempo.

### 1.3 Descrição do trabalho

O presente trabalho foi desenvolvido para avaliar as falhas induzidas em rolamentos. Neste trabalho foram criadas falhas em 8 rolamentos, sendo 4 falhas na pista externa e 4 falhas na pista interna. As falhas foram geradas pelo processo de eletro-erosão e divididas em 4 tamanhos de falhas.

Para avaliar as falhas foi desenvolvida e adequada uma bancada de ensaios que é composta por um mancal, onde é acoplado o rolamento. Nesse mancal estão fixados dois acelerômetros e é também fixado o sistema de aplicação de carga. O rolamento em teste é acionado por um eixo que está mancalizado em dois mancais de rolamentos superdimensionados, este eixo é movido por um motor elétrico ligado através de um sistema correia polia com relação de transmissão unitária. A situação que se tem é a de pista externa fixa e pista interna girante, aplicação comum em vários equipamentos, como por exemplo, motores elétricos.

Os sinais de vibração são medidos através dos acelerômetros que estão fixados no mancal de alojamento e lidos por conversores A/D de onde os sinais são enviados para o micro computador e adquirido pelo programa desenvolvido em *Agilent Vee Pro 7.0*. Para este estudo foram colocados dois acelerômetros no mancal, um no sentido horizontal e outro no sentido vertical, sendo que no sentido vertical foi aplicada a carga.

Nos testes dos rolamentos com falha na pista externa foi tomado o cuidado de montar a falha para o lado de cima do rolamento, ficando assim o dano no sentido de aplicação da força, situação essa mais favorável para o surgimento de impactos.

No capítulo 2 é feita uma revisão bibliográfica sobre trabalhos que utilizam a técnica aqui empregada e outras diferentes para o mesmo fim, que é detectar a falha em rolamentos.

No capítulo 3 descreve-se sobre a falha em rolamentos, indicando suas definições, componentes, falhas comuns, etc. Também como item importante é descrito sobre a frequência característica de falhas nos rolamentos de esferas.

Técnicas e parâmetros utilizados para o monitoramento das falhas em rolamentos são apresentados no capítulo 4 como as técnicas da FFT, transformada de Hilbert, *rms*, etc.

Os experimentos que foram testados na bancada de ensaios são apresentados no capítulo 5 indicando os tipos, dimensões e formatos das falhas induzidas nos rolamentos testados.

No capítulo 6 descrevem-se os aparatos e a bancada propriamente dita, utilizados para realizar os ensaios.

Os resultados são apresentados e discutidos no capítulo 7, e finalmente, no capítulo 8 são apresentadas as conclusões a que se chegou com o experimento, indicando possíveis sugestões para trabalhos futuros que, porventura, podem ser feitos com a bancada e software desenvolvidos.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Para entender com maior facilidade a manutenção preditiva, no qual se insere o monitoramento de vibrações, deve-se saber sobre os tipos de manutenção existentes. São elas: corretiva, preventiva e preditiva. Ainda pode-se aplicar a manutenção sensível durante uma inspeção de máquina usando os sentidos humanos para avaliar ou somar alguma informação importante sobre o equipamento, auxiliando assim no diagnóstico.

Tandon e Choudhury, 1999, apresentam em seus trabalhos uma revisão dos métodos de medição de vibração para a detecção de defeitos em rolamentos. A detecção das categorias, localização e distribuição dos defeitos foram consideradas e é dada uma explicação para a vibração e geração de ruído em rolamentos. Também foi mencionada a medição de vibração no domínio de tempo e frequência bem como a técnica de processamento de sinal. Outras técnicas de medição acústica, como pressão sonora, intensidade sonora e de emissão acústica foram também relatadas. As tendências, na época da pesquisa, sobre a detecção de defeitos em rolamentos, tais como o método de transformada de ondas e processamento de dados automatizado, também estão incluídas em seu trabalho.

Mesquita *et. al.*, 2002, observa que nos últimos anos foram desenvolvidas técnicas de análise de vibração para diagnosticar falhas em rolamentos como Fator de Crista, Curtose, Análise Espectral e Análise de Envelope. Estas técnicas foram desenvolvidas para anteceder as falhas e evitar a parada do equipamento. Em seu trabalho, Mesquita, 2002, realiza estudo de comparação numérica com a tradicional técnica do envelope, e duas transformadas do tempo-frequência, a transformada de *Wavelet* (WT) e a distribuição *Pseudo- Wigner* (DPW). Seu objetivo é o de se anteceder à falha de elementos rotativos e com isso evitar a destruição do rolamento o que causaria a parada da máquina.

Randall, 2004, detalha, uma revisão sobre o estado da arte no monitoramento de máquinas rotativas. Segundo o autor, em trinta anos houve muitos desenvolvimentos no uso da medição de vibração para o monitoramento das condições de máquinas rotativas em operação. Ele afirma que estes desenvolvimentos aconteceram nas três grandes áreas relacionadas, quais sejam: detecção de falhas, diagnóstico e prognóstico. Dessas três áreas a de diagnóstico e prognóstico de falhas ainda requerem um especialista para analisar e interpretar os resultados. Atualmente muito esforço tem sido despendido na automação destes

processos de detecção e diagnóstico. Dentre os maiores benefícios econômicos Randall, 2004, aponta a habilidade de prever com razoável certeza quando uma máquina pode operar com segurança. Na pesquisa é discutido sobre diferentes requerimentos para detectar e diagnosticar as falhas com procedimentos que sejam robustos e também sobre um grande número de técnicas de processamento de sinais que podem ser propostas para diagnóstico. Ele indica que a mudança na severidade dos parâmetros utilizados para monitorar a situação dos componentes certamente pode ser usada com propósitos de prognóstico.

Especificamente sobre o tema de manutenção preditiva de rolamentos, na sua Tese de Doutorado, Bezerra, 2004, faz um estudo comparativo entre diversas técnicas de detecção de falhas em rolamentos por análise de vibração. Ele emprega métodos de identificação no domínio do tempo (*rms*, nível global e fator de pico, *kurtosis*) e métodos baseados no domínio da frequência (Energia residual, Envelope e *Cepstrum*). Foram analisados os defeitos induzidos nas pistas externas e internas e nas esferas dos rolamentos com diferentes tamanhos de falhas e sob diferentes frequências de rotação. Ele chega conclusão que dentre todas as técnicas que foram usadas para comparação a que possibilitou uma melhor detecção da falha foi à técnica de envelope com filtro adaptativo, pois foi capaz de detectar pequenos amassamentos e o surgimento de falhas na gaiola. O estudo foi levado a condições próximas à realidade, possibilitando a melhor compreensão da evolução das falhas nos rolamentos.

Para iniciantes no tema de manutenção preditiva o livro do Prof. Arato Junior, 2004, é um bom material, pois mostra a importância e a necessidade do conhecimento específico da manutenção preditiva por meio da análise de vibrações para o emprego de técnicas consagradas na prática. No livro é dado enfoque aos cuidados na aquisição do sinal, normas técnicas brasileiras e internacionais adotadas, critérios para ajustar níveis de alarme, técnica de diagnóstico de defeitos com uso da análise do espectro de vibrações. Nele se inclui indicações dos cuidados na especificação de equipamentos, procedimento de aquisição e análise dos sinais, técnicas complementares de análise por meio da média temporal síncrona, diagramas de órbita e demodulação.

Da mesma forma Abreu *et al.*, 2007, realiza um estudo comparando a Detecção de Envelope e a Decomposição e *Wavelet*, onde aplica as técnicas a modelos matemáticos das falhas nas pistas externa e interna de rolamentos utilizando o ambiente *Matlab*. Após ter as falhas modeladas é gerado sinal artificial e comparado às duas técnicas aplicadas a esse sinal. Finalmente foram coletados sinais de falhas reais, gerados pelos defeitos nas pistas internas e

externas de rolamentos. Também foi observado o nível de carga aplicada para avaliar se os métodos são capazes de realizar a separação das falhas.

Em sua dissertação e mestrado, Menna, 2007, também afirma que a detecção de defeitos cada vez menores é cada vez mais demandada pela indústria como uma necessidade para possibilitar a ação planejada das equipes de manutenção. O acompanhamento dos valores globais de velocidade de vibração, não totalmente eficaz nesta situação, e a análise do espectro a baixas frequências, nem sempre fornecem indícios de falha incipiente com a antecipação adequada. Ele apresenta uma metodologia para avaliar um valor numérico para a amplitude do envelope da aceleração, utilizando equipamentos comerciais para prever com certa precisão falhas incipientes em rolamentos de sistemas motor - bomba centrífuga na COPESUL, RS. A conclusão a que chega é a de que a viabilidade técnica e econômica de um modelo otimizado de monitoramento preditivo de conjunto motor - bomba centrífuga a partir da medição combinada do valor *rms* e do valor global do envelope e da aceleração é possível. Finalmente propõe uma aplicação prática da metodologia num conjunto de equipamentos estudados.

Segundo Michalak, 2008, a manutenção corretiva, como o próprio nome sugere, está baseada em “apagar incêndios”- correção de falhas. Esta é uma modalidade de manutenção pouco indicada nos dias atuais, porém ainda consideravelmente usada. A manutenção corretiva é altamente utilizada quando a máquina não tem planos de manutenção preventiva ou preditiva, se espera acontecer o inesperado, ou seja, a parada da máquina para agir. Esse método é muito perigoso para as empresas, pois muitas vezes um problema relativamente pequeno toma proporções maiores, como por exemplo: se um rolamento de um fuso de esferas apresentarem falha e não for percebido isso vai impactar no torque do motor e pode levar à falha do mesmo, trazendo um custo maior de manutenção.

Ainda segundo Michalak, 2008, a manutenção preventiva caracteriza-se por intervenções em intervalos de tempo regulares, onde são substituídas peças, realizadas limpezas em componentes, lubrificação, etc. Tudo é feito dentro de um planejamento, porém sem qualquer noção do estado de desgaste do componente de máquina a ser substituindo, muitas vezes peças que teriam uma vida útil de muitas horas ainda são substituídas onerando o trabalho realizado. Estas intervenções preventivas são realizadas sem uma avaliação real dos componentes de máquinas, não havendo controle ou mensuração de desgaste dos componentes trocados. Nesse tipo de manutenção não se tem uma segurança de que os

componentes substituídos necessariamente deveriam ter sido substituídos e de que não virá a falhar um componente que não foi substituído, isso porque a vida dos componentes é estimada e a periodicidade da carga também. Mas, se as condições de trabalho são mais severas do que as estimadas provavelmente o componente venha a falhar antes da vida prevista ocasionando a parada da máquina.

O mesmo autor define que a manutenção preditiva baseia-se na aquisição de sinais do equipamento que possam permitir uma análise de sua condição. Pode-se ter qualquer valor de desgaste emitido de alguma forma pela máquina, como vibração, temperatura, ruído, análise de óleo e partículas, ultrassom, etc., sendo esses dados um valor mensurável para avaliar suas condições.

Ele sugere que é valioso notar que o sucesso desse programa não depende necessariamente de grandes investimentos iniciais em equipamentos sofisticados de análise. Muitos esquemas de sucesso começam com medidores e analisadores de vibração analógicos de baixo custo, de funcionamento simplificado, capazes de atender a um elevado número de equipamentos, dos mais diversos tipos. Para este tipo de manutenção é necessário ter equipamentos de coleta de dados sejam confiáveis e robustos, capazes de suportar os rigores do trabalho diário, em ambientes agressivos. Também deve-se ter um técnico com bons conhecimentos para formar um banco de dados confiável para que se possam analisar periodicamente os dados de cada equipamento.

Ainda sobre a importância de antecipação da falha em rolamentos, Dias *et. al.*, 2009, fala em seu artigo que a detecção de falha em equipamentos rotativos tornou-se primordial no cenário industrial brasileiro, a fim de aumentar a eficiência nas indústrias. Com o interesse de evitar acidentes e prejuízos ocasionados por falhas inesperadas nos equipamentos, surgiu a necessidade de monitorá-los. O monitoramento de uma máquina é capaz de detectar um defeito na sua fase inicial quando não há riscos de quebra, permitindo um melhor planejamento na manutenção do equipamento. Para monitorar estas falhas Dias *et. al.*, 2009, utiliza a técnica da Transformada Rápida de Fourier (FFT). Para representar os danos nos componentes, a simulação foi desenvolvida no ambiente *Octave* para representação computacional dos experimentos. Como conclusão, analisando os resultados, foi constatada a eficiência na detecção de falha em rolamentos, podendo ser aplicada em manutenções preditivas.

Feldman, 2011, apresenta interessante pesquisa onde um tutorial a respeito da aplicação de transformada de Hilbert é indicado. Ele afirma que a metodologia é também aplicável a situações de vibrações estacionárias e não estacionárias no domínio do tempo. São mostrados também diversos exemplos para ilustrar os conceitos chaves e como a Transformada de Hilbert pode ser utilizada com vantagem no diagnóstico de máquinas, identificação de sistemas mecânicos e na decomposição de sinais.

Dunton, 2012, apresenta os casos onde se pode utilizar a FFT para que se tenha o melhor resultado e explica as limitações desta técnica. Também apresenta a forma como os dados devem ser interpretados incluindo a relação entre tempo-frequência e simetria. Faz também a associação dos espectros obtidos com os respectivos padrões de falha.

### 3 FALHA EM ROLAMENTOS

Mesmo rolamentos novos, sem defeitos de fabricação, podem apresentar vibração devido ao fato de terem elementos em movimento e esforços em seus componentes ao longo do tempo, que podem gerar fadiga. Estes esforços podem ter sua origem desde a montagem do rolamento até no trabalho que eles exercem. Neste capítulo será discutido sobre estes esforços e as frequências relacionadas a cada componente.

#### 3.1 Rolamentos

A definição clássica de rolamentos é a de um dispositivo que permite o movimento relativo controlado entre duas ou mais partes. Serve para substituir a fricção de deslizamento entre as superfícies do eixo e de um mancal por uma fricção de rolamento. Compreende os chamados corpos rolantes, como esferas, roletes, etc., as pistas de rolagem e a gaiola interposta entre as pistas de rolagem. Todos esses elementos (à exceção das gaiolas, que podem ser de plástico) são de ligas de aço e as suas dimensões estão submetidas a um sistema de normalização.

No rolamento cada componente tem função importante em sua concepção. A pista interna e externa tem a função de acoplar-se na máquina sendo as duas fixadas uma no eixo e outra na carcaça do equipamento onde se necessita o giro. Os elementos girantes têm a função mais importante do rolamento que é a de suportar a diferença de carga entre o eixo e a carcaça e permitir o giro com o menor atrito possível. A gaiola tem uma função mais amena, porém não menos importante, pois ela é responsável por manter a distância entre os elementos girantes para garantir a homogeneização da distribuição da carga.

#### 3.2 Distribuição de carga em rolamentos

Rolamentos submetidos a cargas radiais geram um campo de carga. As vibrações ocorrem na medida em que os elementos girantes entram e saem da região de carga mesmo em rolamentos sem defeito. A região de carregamento está diretamente relacionada com a geometria do rolamento, o tipo de material utilizado na confecção de seus elementos, o tipo de montagem (com ou sem pré-carga), com a espessura dos anéis do rolamento, com a folga

existente no rolamento e com as características do lubrificante utilizado. A Figura 3.1 apresenta diferentes situações de carregamento que podem ocorrer em rolamentos.

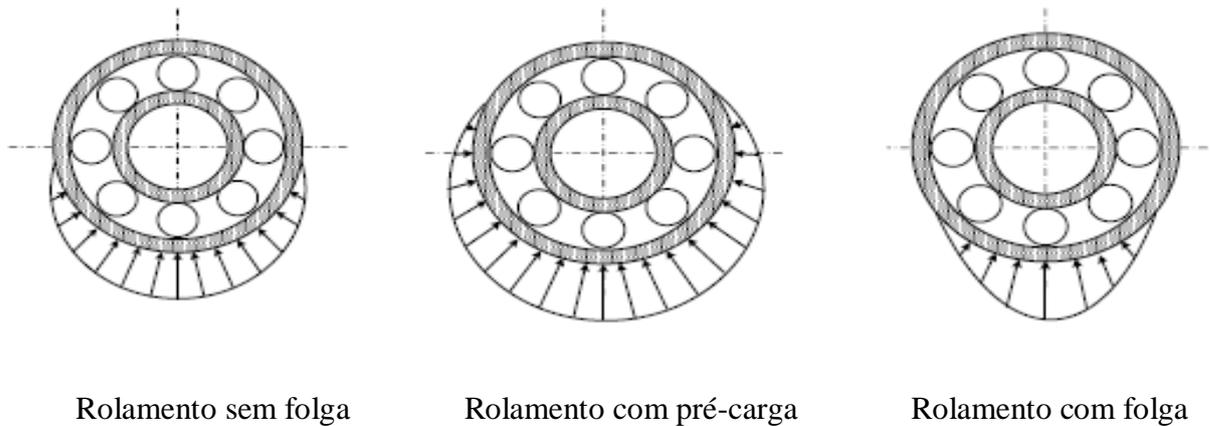


Figura 3.1 - Distribuição de carga em rolamentos [Bezerra, 2004].

As folgas que estão sendo mostradas na Figura 3.1 estão relacionadas ao tipo de montagem a que é submetido cada rolamento, por isso é importante conhecer bem o projeto para especificar qual o tipo de rolamento que deve ser utilizado em cada aplicação.

### 3.3 Falhas comuns em rolamentos

A conceituação de falha é importante neste trabalho, já que serão induzidas “falhas” em rolamentos para capturar qual é a resposta em sinal de vibração dos mesmos. Falha é o término da capacidade de um componente para desempenhar a função requerida [NBR 5462-1994]. Definindo em termos de uso de equipamentos rotativos, pode se verificar que é possível, mesmo com os indícios de falha (ruído alto, aumento excessivo de vibração), operar com o equipamento por um período de tempo indeterminado. O estado de falha do equipamento é o momento a partir do qual ele se torna incapaz de atender alguma ou várias de suas funções, primárias ou secundárias, segundo os padrões de desempenho que são aceitáveis pelo usuário. Desse modo, um mancal de rolamento que opera e cumpre a sua função primária (sustentar o eixo ou árvore) pode ser considerado em estado de falha parcial quando exceder algum limite ou comportamento preestabelecido, como temperatura, ruído, vibração, deslocamento, integridade estrutural, entre outros. [Vescovi, 2000; Menna, 2007]

Com isso é possível considerar que falha é uma degradação contínua, onde os métodos de análise de vibração possibilitam acompanhar a evolução da propagação da mesma, antecipando-se a parada operacional total do equipamento.

Como qualquer peça ou componente, os rolamentos apresentam deterioração com o uso; o desgaste é inevitável. Entretanto, um rolamento pode apresentar falha prematura por uma série de razões [Nepomuceno, 1999]. Dentre as diversas causas de falhas em rolamentos, pode-se destacar:

**Lubrificação inadequada:** O lubrificante tornou-se, gradualmente, escasso, permitindo o contato entre os componentes do rolamento, ou, ocorreu à perda das propriedades lubrificantes, ou, em último caso, o lubrificante era inadequado.

**Montagem incorreta:** Pressão para montagem no anel inadequada, deslocamento excessivo em assento cônico, sobrecarga enquanto o rolamento não gira etc. Isso também é chamado de “enforcamento” e causa uma redução considerável na vida do rolamento devido ao fato de causar esforços que não foram previstos para o componente.

**Retentores inadequados:** Retentores que permitem a passagem de partículas para dentro do rolamento ou permitam a perda do lubrificante ou que se deterioram e contaminam o rolamento.

**Contaminação do lubrificante:** Micro partículas contaminantes se misturam com o lubrificante tornando áspero o giro dos elementos rolantes e com o passar do tempo essas partículas se unem formando uma partícula maior que se prende em um dos elementos que pode vir a dar início a uma falha.

**Desalinhamento:** Rolamentos martelados em seu assento, corpos estranhos entre o anel e o assento, eixo torto ou envergado, etc.

**Passagem de corrente elétrica:** Esta falha acontece quando existe uma diferença de potencial, entre o conjunto montado na parte externa e o eixo montado na parte interna, a qual tende a se equilibrar através do rolamento, por exemplo, motores elétricos.

**Vibrações externas:** Rolamentos quando parados são submetidos a vibrações vindas de outros sistemas.

**Defeitos de fabricação:** Defeitos provenientes do processo de fabricação nas pistas, esferas ou gaiola do rolamento.

**Fadiga:** Proveniente do rolamento de um elemento sobre outro após certo número de ciclos - essa deterioração pode se manifestar pelo ruído anormal e vai produzir em curto prazo uma fadiga das superfícies do rolamento.

### 3.3.1 Tipos de falhas e localização

Mesmo não ocorrendo erro de montagem, de lubrificação, ou não havendo a contaminação, os rolamentos estão sujeitos a falhas por fadiga natural. Para uma melhor compreensão do surgimento desse tipo de falha em um rolamento, será considerada que a região de carregamento do rolamento não se movimenta e que uma das pistas é estacionária. Dessa forma, à medida que os elementos girantes se deslocam ao longo da pista, passarão por essa região, provocando tensões cíclicas de cisalhamento na camada abaixo da pista. As tensões cíclicas de cisalhamento trazem como consequência micro fissura que, em sua maioria, surgem em pontos de pouca resistência, ou onde o material é anisotrópico ou em pontos onde ocorrem inclusões de materiais não metálicos. Com o passar do tempo, as microfissuras evoluem para a superfície da pista onde surgirá micro trincas que evoluem gradativamente [Harris, 1991; Juvinall e Marshek, 1991].

Com a passagem contínua dos elementos rolantes na trinca, que atingiu a superfície da pista, ocorrerá a formação de covas (*pits*) e/ou descascamento (*spalls*) que evoluirá, gradualmente, até que o rolamento sofra uma falha que impossibilite o seu uso [Juvinall e Marshek, 1991]. Na Figura 3.2, pode-se observar o surgimento de uma falha no anel externo de um rolamento.

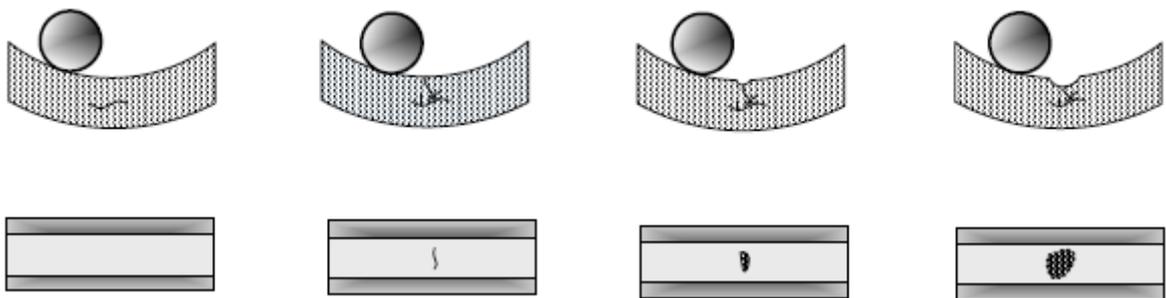


Figura 3.2 - Surgimento da falha na superfície de um rolamento [Bezerra, 2004].

Este processo pode ocorrer em qualquer elemento do rolamento que sofre carregamento alternado (anéis interno e externo e elementos girantes).

A SKF, 2001, em um relatório recente, indica que basicamente são 14 os tipos de falhas que usualmente ocorrem em rolamentos de esfera e que os padrões dos defeitos podem ser usados como indicativos do tipo de sollicitação que o rolamento sofreu ao longo de sua vida útil. Esses defeitos podem ser visualizados na Figura 3.3.

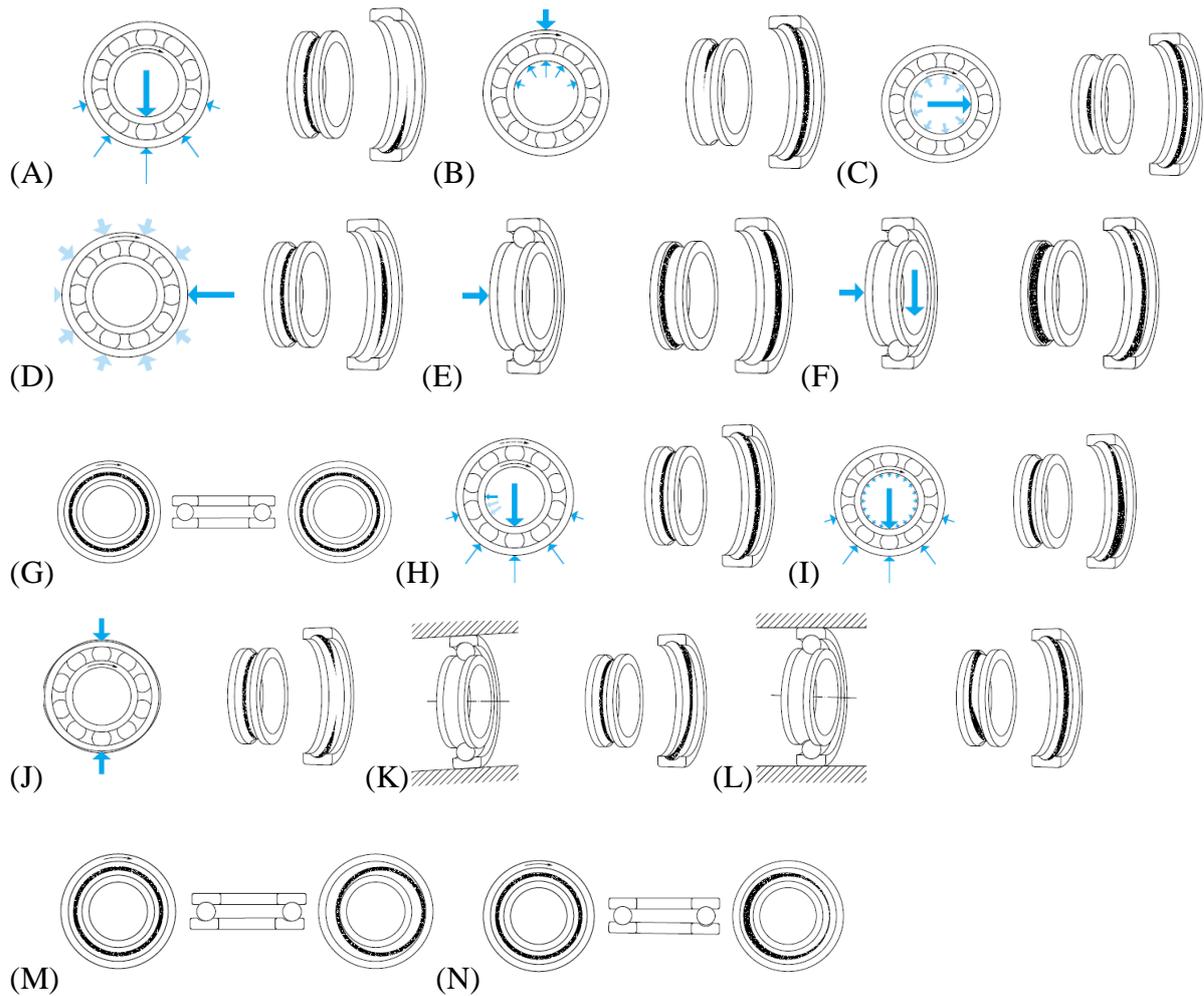
A classificação é útil apenas para os rolamentos que já sofreram o dano e estão no final de vida útil, sendo apenas um indicativo do tipo de defeito provável que ocasionou a perda de suas propriedades e não uma ferramenta de prognóstico. Obviamente o que se pretende neste trabalho é evitar a ocorrência de algum desses casos finais com certa antecedência, podendo, inclusive, fazer manutenções corretivas, como balanceamentos, alinhamentos, desapertos etc..

### 3.3.2 Vibrações causadas pelas falhas

Como foi dito anteriormente, cada rolamento tem um sinal (assinatura) de vibração devido às circunstâncias de sua fabricação, montagem e aplicação. Essa vibração não significa defeito e sim uma condição de trabalho, portanto o que deve ser observado são as alterações que sofrem essas assinaturas de vibração ao longo do tempo. Isso pode indicar um problema que esteja acontecendo durante o surgimento ou evolução de uma falha.

### 3.3.3 Frequência característica das falhas

Quando uma superfície defeituosa do rolamento entra em contato com outra superfície do rolamento é provocado um choque e esse choque produz um impulso que excita ressonâncias no rolamento e na máquina. Estes impulsos irão ocorrer periodicamente com uma frequência que é determinada, unicamente, pela localização do defeito, sendo ele na pista interna, na pista externa ou no elemento girante [MacFadden, 1984]. Estas frequências de defeitos poderão ser obtidas a partir do procedimento exposto a seguir.



(A) Carga radial unidirecional (pista externa fixa-interna girando);  
 (B) Carga radial unidirecional (pista externa fixa-interna girando);  
 (C) Carga radial girante em fase com o anel interno (pista externa fixa-interna girando);  
 (D) Carga radial girante em fase com o anel externo (pista externa girando-interna fixa);  
 (E) Carga unidirecional axial (pista externa fixa-interna girando);  
 (F) Combinação de cargas radiais e axiais (pista externa fixa-interna girando);  
 (G) Carga unidirecional radial anel de vedação do eixo girante;

(H) Carregamento radial unidirecional + desbalanceamento;  
 (I) Pré-carrega anel interno, interferência excessiva (pista externa fixa-interna girando);  
 (J) Compensação oval do anel externo (pista externa fixa-interna girando);  
 (K) Desalinhamento do anel externo (pista externa fixa-interna girando);  
 (L) Desalinhamento do anel externo (pista externa fixa-interna girando);  
 (M) Desalinhamento do anel de vedação posicionado excentricamente em relação ao anel do eixo;  
 (N) Desalinhamentos anéis de vedação externos;

Figura 3.3 (A – N) Classificação de defeitos nos rolamentos pela SKF [adaptado, SKF, 2001].

Observa-se na Figura 3.4, as dimensões do rolamento, que serão usadas para obtenção das frequências de ocorrência dos eventos de impacto quando das passagens das esferas por sobre os defeitos.

Para os cálculos posteriores os seguintes valores, definidos na Figura 3.4, deverão ser avaliados:  $r_g$  será raio da gaiola ( $r_g = d/2$ );  $r_{pi}$  será raio da pista interna ( $r_{pi} = d_{pi}/2$ );  $r_{pe}$  será raio da pista externa ( $r_{pe} = d_{pe}/2$ ).

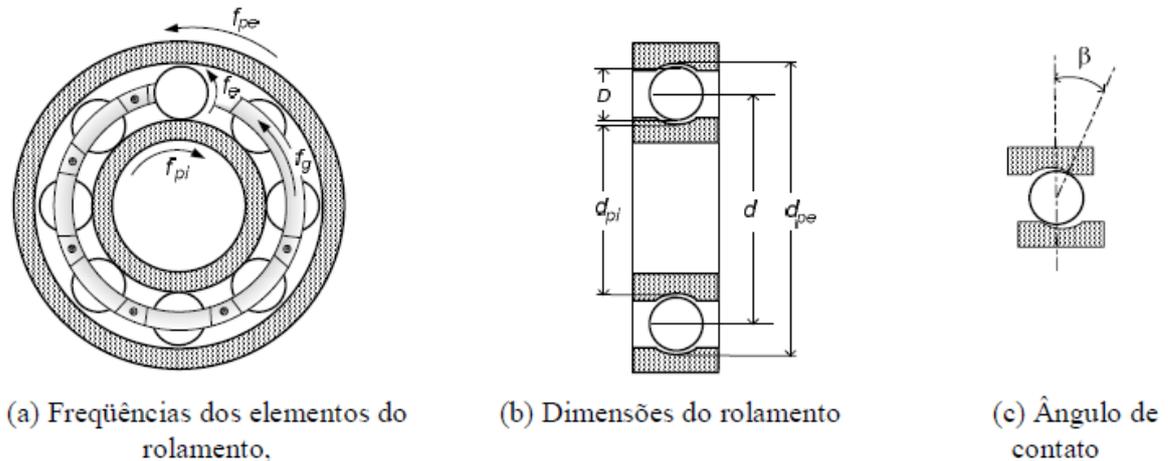


Figura 3.4 - Frequências, Dimensões e ângulo de contato do rolamento [Bezerra, 2004].

Onde:

- $f_{pi}$  = frequência da pista interna;
- $f_{pe}$  = frequência da pista externa;
- $f_e$  = frequência da esfera;
- $f_g$  = frequência da gaiola;
- $D$  = diâmetro da esfera;
- $d$  = diâmetro primitivo;
- $d_{pi}$  = diâmetro da pista interna;
- $d_{pe}$  = diâmetro da pista externa;
- $\beta$  = ângulo de contato;

Algumas relações entre as velocidades de rotação dos elementos do rolamento podem ser obtidas a partir das velocidades tangenciais dos elementos Figura 3.5.

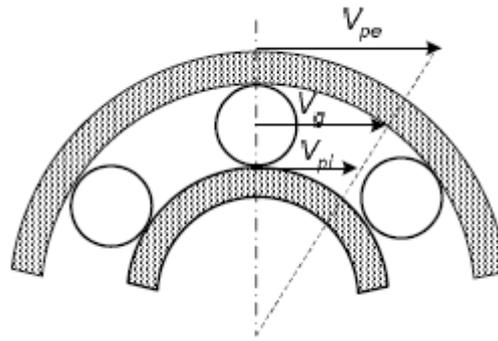


Figura 3.5 – Velocidades nos elementos do rolamento [Bezerra, 2004].

Considerando-se as seguintes velocidades:

$V_{pe}$  = velocidade da pista externa;

$V_g$  = velocidade da gaiola;

$V_{pi}$  = velocidade da pista interna.

### 3.3.3.1 Frequência característica de defeito na gaiola

A partir da análise cinemática dos elementos mostradas na Figura 3.5, pode-se obter a seguinte relação [Harris, 1991]:

$$V_g = \frac{V_{pi} + V_{pe}}{2} \quad (3.1)$$

Que será usada para obtenção da frequência característica da gaiola:

$$f_g = \frac{V_g}{r_g} \quad (3.2)$$

Substituindo a Equação (3.1) em (3.2) tem-se como resultado:

$$f_g = \frac{V_{pi} + V_{pe}}{2r_g} \quad (3.3)$$

ou,

$$f_g = \frac{V_{pi} + V_{pe}}{d} \quad (3.4)$$

Tem-se ainda:

$$V_{pi} = r_{pi} f_{pi} \text{ e } V_{pe} = r_{pe} f_{pe} \quad (3.5)$$

Rearranjando a Equação (3.4), obtém-se:

$$f_g = \frac{r_{pi} f_{pi} + r_{pe} f_{pe}}{d} \quad (3.6)$$

Nas relações obtidas até o momento, não foram considerados os ângulos de contato. Para ângulos de contato diferentes de zero, obtém-se:

$$r_{pi} = \frac{d - D \cos \beta}{2} \quad (3.7)$$

e

$$r_{pe} = \frac{d + D \cos \beta}{2} \quad (3.8)$$

Substituindo as Equações (3.7) e (3.8) na Equação (3.6) obtém-se:

$$f_g = \frac{1}{d} \left( \frac{d - D \cos \beta}{2} f_{pi} + \frac{d + D \cos \beta}{2} f_{pe} \right) \quad (3.9)$$

### 3.3.3.2 Frequência característica de defeito na pista interna

A frequência com que a esfera passa pelo defeito na pista interna é obtida a partir da frequência relativa da gaiola e pista interna multiplicada pelo número de esferas  $N_e$ . Ou seja:

$$f_{dpi} = N_e |f_g - f_{pi}| \quad (3.10)$$

Substituindo a Equação (3.9) na Equação (3.10), obtém-se:

$$f_{dpi} = N_e \left| \frac{1}{d} \left( \frac{d - D \cos \beta}{2} f_{pi} + \frac{d + D \cos \beta}{2} f_{pe} \right) - f_{pi} \right| \quad (3.11)$$

Rearranjando a Equação (3.10) obtém-se a frequência característica de defeito na pista interna:

$$f_{dpi} = \frac{N_e}{2d} [|f_{pe} - f_{pi}| (d + D \cos \beta)] \quad (3.12)$$

### 3.3.3.3 Frequência característica de defeito na pista externa.

Para obtenção da frequência de defeito da pista externa, foi adotado o mesmo raciocínio usado na obtenção da frequência de defeito na pista interna, ou seja:

$$f_{dpe} = N_e |f_g - f_{pe}| \quad (3.13)$$

Após substituições da Equação (3.9) na Equação (3.13) e fazendo os rearranjos necessários, obtém-se:

$$f_{dpe} = \frac{N_e}{2d} [|f_{pi} - f_{pe}| (d - D \cos \beta)] \quad (3.14)$$

### 3.3.3.4 Frequência característica de defeito nas esferas

Têm-se as seguintes relações para a frequência da esfera:

$$f_{de} D = f_{pi} d_{pi} = f_{pe} d_{pe} \quad (3.15)$$

A partir da substituição da Equação (3.14), sem o termo do número de esferas, e da Equação (3.7), obtém-se:

$$f_{de} = \frac{d}{2D} [(f_{pi} - f_{pe}) (1 - \frac{D^2 \cos^2 \beta}{d})] \quad (3.16)$$

Vale ressaltar que a frequência de defeito na esfera pode sofrer alterações ou em alguns casos não aparecer em uma aquisição devido ao seu caráter não determinístico.

Neste trabalho serão usados rolamentos, cuja pista interna é a pista girante e a pista externa é a estacionária. Também foram gerados defeitos apenas nas pistas interna e externa.

### 3.3.4 Análise de vibrações

Todo rolamento antes da propagação da falha apresenta uma variação na distribuição da energia vibratória do sistema. Normalmente, a consequência mais perceptível é o aumento do nível de vibrações. Qualquer equipamento gera algum nível de vibração, sendo que para analisar a condição funcional do equipamento é necessário o conhecimento aprofundado do comportamento dinâmico dos diversos componentes que formam esse sistema.

Para o caso de rolamentos, a Figura 3.6 mostra qualitativamente a evolução de uma falha até o colapso.



Figura 3.6 - Etapas de deterioração de um rolamento [Adaptado de Vescovi, 2000].

A detecção da falha por análise de vibrações é possível antes que o sistema apresente sinais que possibilitem a detecção por outras técnicas, como propagação de ruídos e aumento da temperatura. Isso porque a vibração é o sintoma que precede os outros acontecimentos como, por exemplo, o ruído, o qual necessita de um aumento considerável de energia para ser perceptível.

### 3.3.5 Vibrações geradas por defeitos localizados

Defeitos localizados causam vibrações específicas que podem ser detectadas com o uso de equipamentos e técnicas de processamento de sinais adequados.

#### 3.3.5.1 Defeitos localizados na região de carregamento sem movimento em relação ao carregamento

Quando o defeito está localizado em determinado componente do rolamento que não tem movimento e este defeito está localizado em uma área de carregamento, a frequência com que o impulso será observado será igual à frequência de passagem do elemento rolante. Em outras palavras, toda vez que o elemento rolante passar na região defeituosa vai gerar um pico de vibração.

#### 3.3.5.2 Defeitos localizados na região que tem movimento em relação ao carregamento

Como a região defeituosa tem movimento, sempre que essa região entrar na zona de carregamento irá gerar impulsos, ou seja, a frequência de impulsos será diferenciada, pois a área defeituosa não está sob constante carregamento, sendo os picos modulados em intensidade dependendo da região de carga onde o defeito se encontra.

### 3.4 Análise por demodulação

Uma característica das falhas em rolamentos é gerar uma série de pequenos impactos que se repetem periodicamente, excitando a estrutura com picos de forças periódicas. Esses impactos se traduzem em uma série de impulsos no tempo, que podem ser correlacionados com a frequência de giro do eixo e com o número de esferas rígidas do rolamento.

Os impactos gerados pelo contato das esferas com uma falha em uma pista do rolamento tende a excitar a estrutura do sistema e, dessa forma, suas frequências de ressonância sofrem um aumento de nível de vibrações. Essas alterações na distribuição da energia vibratória ocorrem mesmo na fase inicial de propagação da falha, possibilitando, assim, o acompanhamento dessa evolução da falha no tempo, antes que as demais técnicas de análise.

Para a detecção e identificação das falhas, foi investigada e implementada a técnica do envelope que busca analisar o espectro de frequências do envelope do sinal de aceleração, que é o contorno gerado pelos picos das amplitudes de um sinal modulado. Um diagrama mostrando passo a passo da aplicação da técnica do envelope é apresentado na Figura 3.7. O objetivo é monitorar alterações no nível de vibrações na banda de ressonância da estrutura.

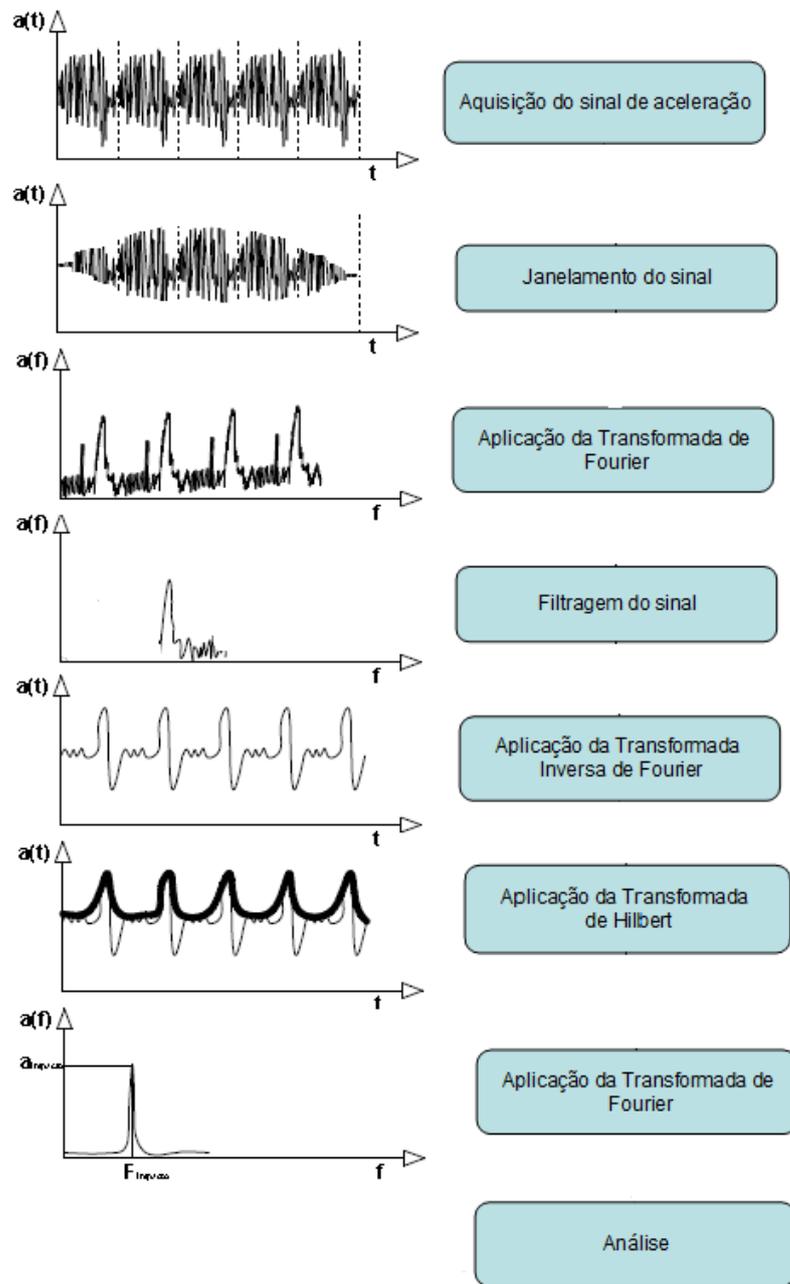


Figura 3.7 - Fluxograma de etapas para aplicação da técnica do envelope.

Para a realização desse monitoramento, o sinal de aceleração adquirido deve ser janelado para minimização dos efeitos de vazamento do sinal (*leakage*), que ocorre na aplicação da transformada de Fourier de um sinal que não possui um número inteiro de ciclos.

A filtragem deve ser realizada, com filtro passa banda, na banda de ressonância do sistema. Após isso, aplicando a transformada inversa de Fourier, o sinal no domínio do tempo deve ser demodulado. A transformada de Hilbert realiza essa demodulação em amplitude de

um sinal, de forma digital, tendo como resposta o que é chamada de envelope, que é um sinal gerado pelos picos das amplitudes do sinal modulado.

### 3.5 Programa para Avaliação da transformada de Hilbert e Envelope

Foi desenvolvido um programa em ambiente *Agilente Vee Pro 7.0* para a aquisição, tratamento e processamento dos dados coletados na bancada de ensaios montada e adaptada. Basicamente, o programa desenvolvido segue os passos indicados no fluxograma da Figura 3.8:

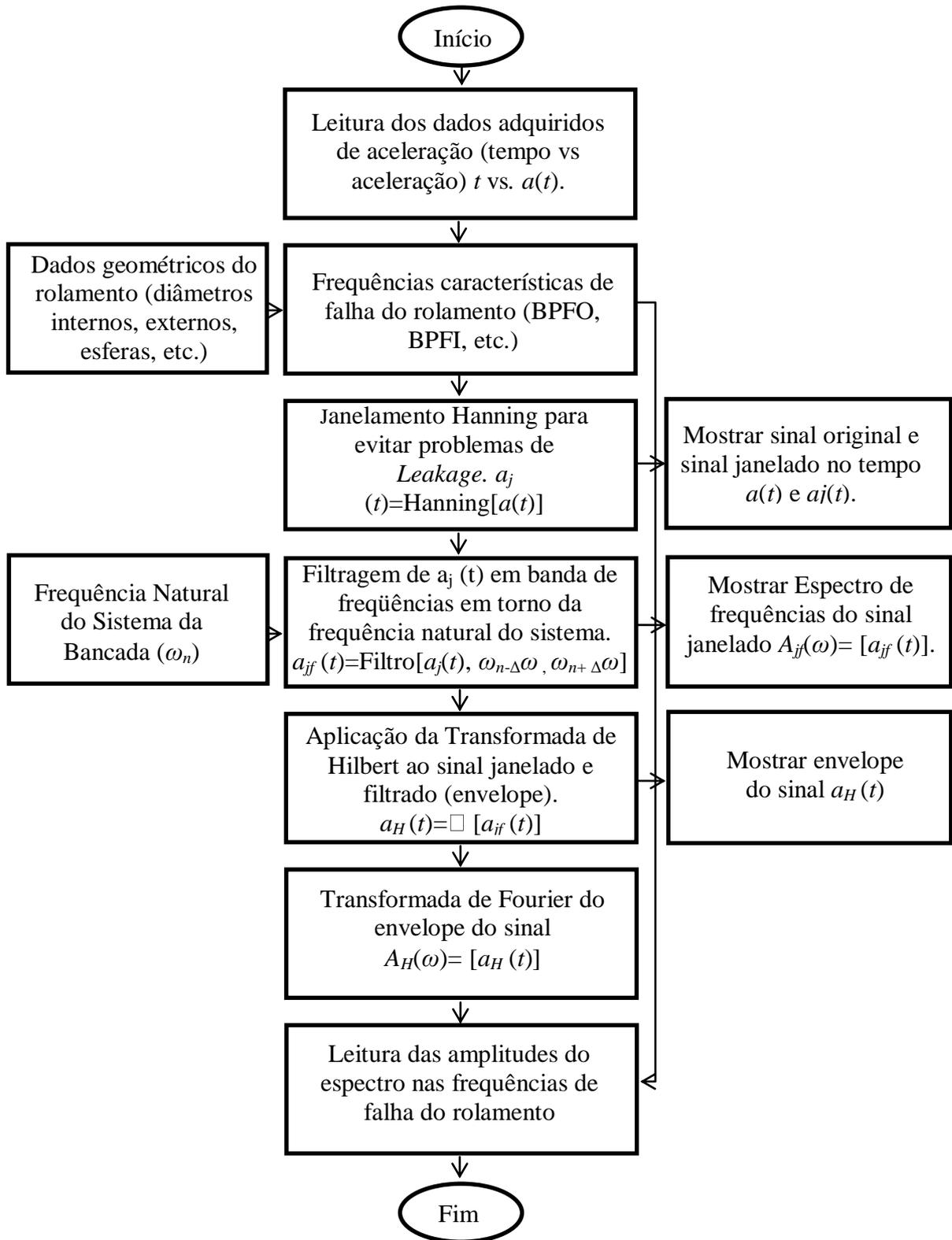


Figura 3.8 - Fluxograma do programa desenvolvido para aplicação da técnica do envelope por transformada de Hilbert.

A seguir na Figura 3.9 são apresentadas algumas das telas de interface com o usuário do programa desenvolvido. A mesma permite a indicação da banda de filtragem do sinal em função da frequência natural do sistema da bancada.

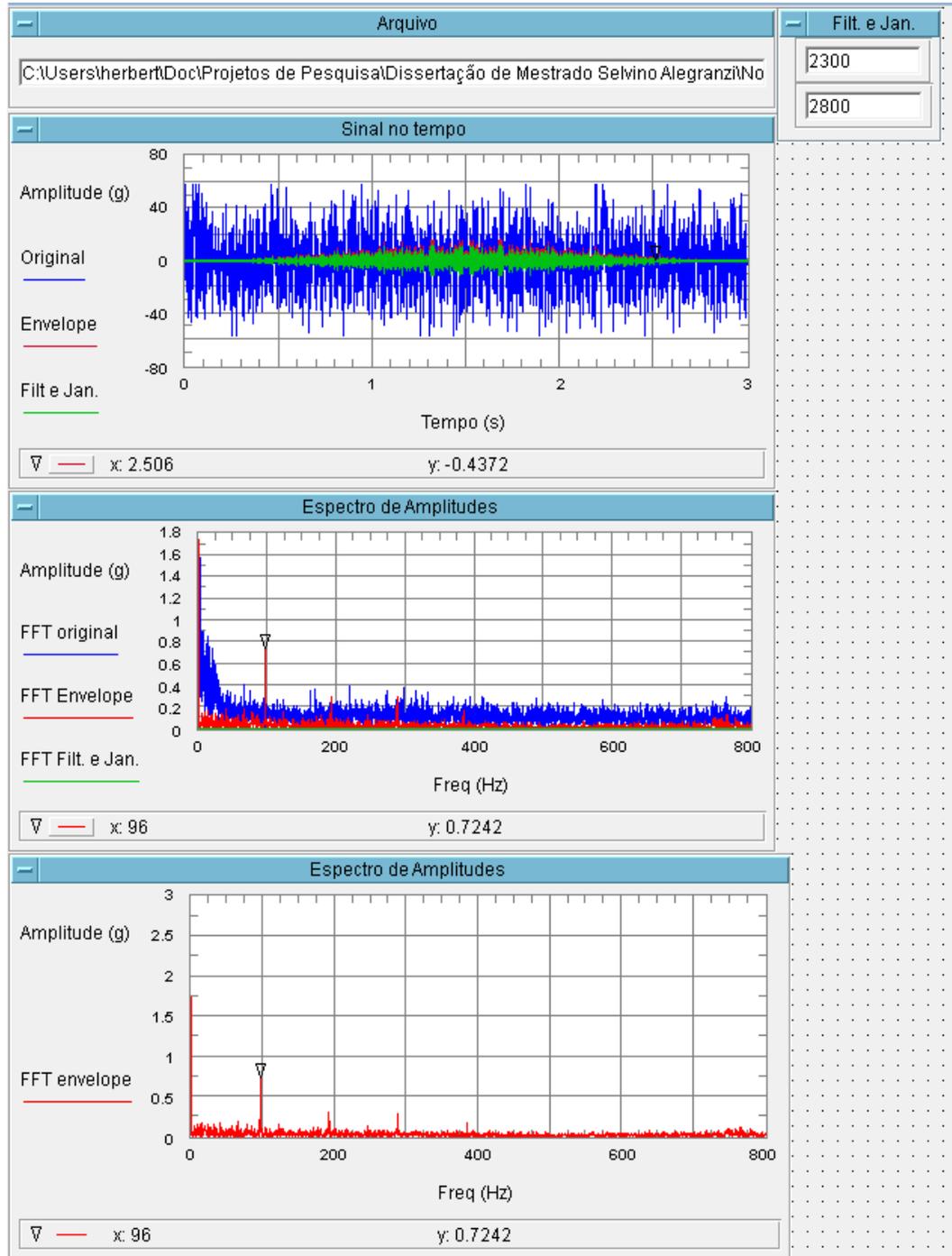


Figura 3.9 – Tela de interface com o usuário para a análise e processamento dos sinais.

#### 4 TÉCNICAS DE ANÁLISE DE FALHA EM ROLAMENTOS

Neste capítulo serão apresentadas as técnicas de análise de falha em rolamentos, onde serão descritas cada uma das técnicas.

##### 4.1 Monitoramento de vibração no domínio do tempo

Alguns métodos de detecção de falhas no domínio de tempo conhecidos, por exemplo, o do nível global *rms*, da Média, valor do pico e fator de crista, estão expressos nas seguintes Equações:

$$X_{med} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_k \quad (4.1)$$

$$X_{rms} = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_k - X_{med})^2} \quad (4.2)$$

$$X_{pico} = \max(|X(t)|) \quad (4.3)$$

$$F_{cr} = \frac{X_{pico}}{X_{rms}} \quad (4.4)$$

O valor do  $X_{rms}$  resulta numa estimativa do conteúdo de energia do sinal vibratório. Ele é usado para definir a severidade de vibração proveniente da estrutura de uma máquina ou de fatores externos, sendo mais usado que a média [Mitchell, 1993]. Na Figura 4.1, retirada de [Bezerra 2004], pode-se observar a relação existente entre média, pico e valor *rms* e a amplitude de um sinal senoidal.

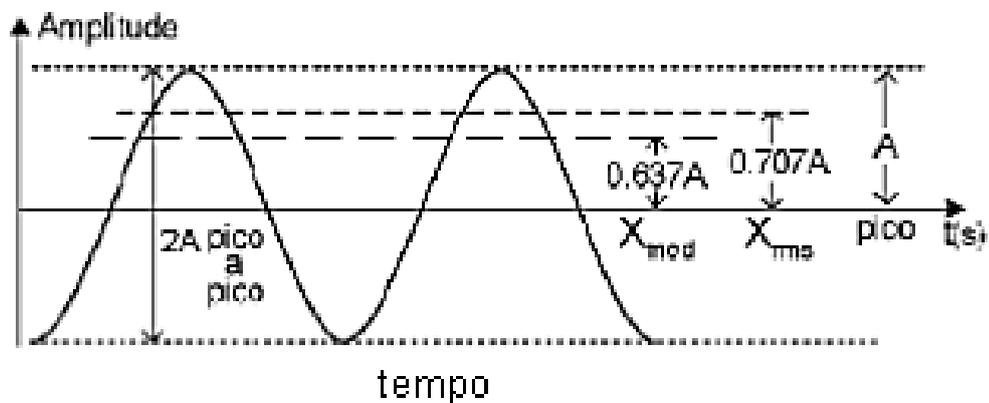


Figura 4.1 – Valores médios, *rms* pico, pico a pico de um sinal no tempo [Bezerra, 2004].

## 4.2 Monitoramento de vibração no domínio da frequência

Este método é utilizado quando se deseja saber em que elemento exatamente ocorreu à falha, isso é possível porque neste método fica explícita qual a frequência dos eventos de impacto, e assim é possível identifica-la, o que não é possível no método anterior no domínio do tempo, onde se avalia o nível de defeito, mas não o elemento em que ele ocorre. Vale a pena ressaltar que nem toda técnica do domínio da frequência possibilita identificar a falha [Bezerra, 2004].

### 4.2.1 Método da energia residual

Esta técnica consiste em comparar um rolamento sem defeito e um rolamento com defeito. Para isso se obtém o sinal do rolamento sem defeito e em seguida calcula-se a densidade espectral de potência do sinal que servirá de padrão DEP ( $S_p$ ). Quando se deseja saber a condição do rolamento, uma nova aquisição é feita e, em seguida, calcula-se a sua densidade espectral de potência DEP ( $S_r$ ). A energia residual é o valor da área obtida a partir do módulo da diferença das duas densidades [Bezerra, 2004].

### 4.2.2 Transformada de Fourier

O objetivo deste trabalho consiste em correlacionar as frequências de passagem geradas por determinado dano num rolamento, calculada analiticamente no capítulo 3, com a frequência do envelope resultante do tratamento do sinal de vibração. Nesta situação deve-se trabalhar com os sinais no domínio da frequência ao invés do domínio temporal. Utilizar o sinal no domínio da frequência significa realizar a decomposição de um sinal periódico, que seja originado no domínio do tempo em uma somatória de suas componentes harmônicas, identificando, assim, as frequências que se encontram nessas componentes. Afirmando que o sinal  $x(t)$  seja periódico com período  $T$ , o mesmo pode ser reescrito por uma Série de Fourier, [Randall, 1987], ou seja:

$$x(t) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} c_n e^{jn\omega_0 t} \quad (4.5)$$

onde

$$c_n = \frac{1}{T} \int_0^T x(t) e^{-jn\omega_0 t} dt \quad (4.6)$$

$$\omega_0 = \frac{2\pi}{T} \quad (4.7)$$

Nos casos em que se tem o período  $T \rightarrow \infty$ ,  $x(t)$  o fenômeno representado não será identificado como periódico, não sendo possível decompor em vários componentes discretos de frequência. Nesse caso, pode-se trabalhar com o sinal considerando suas componentes como funções contínuas de frequência, através da chamada Transformada de Fourier.

As seguintes equações são definidas, respectivamente, como Transformada de Fourier e a Transformada inversa de Fourier, que permitem a transformação do sinal temporal  $x(t)$  para um sinal no domínio da frequência  $X(\omega)$  e vice-versa (Par de transformadas).

$$X(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-j\omega t} dt \quad (4.8)$$

$$x(t) = \int_{-\infty}^{\infty} X(\omega) e^{j\omega t} d\omega \quad (4.9)$$

Para este mesmo par, há versões discretas que podem ser utilizadas no processamento de sinais (DFT - *Discrete Fourier Transform*).

#### 4.2.2.1 *Leakage* e janelamento

O processo de aplicação da transformada de Fourier requer que a amostra seja uma representação completa no domínio do tempo do sinal analisado, ou seja, que a amostra tenha um número inteiro de ciclos. Quando isso não ocorre, pode-se nos deparar com um fenômeno denominado de *Leakage*, que é o vazamento do sinal. Esse problema tem como efeito um espalhamento da energia, que deveria estar contida em uma única frequência, em frequências adjacentes no espectro. Esse espalhamento no espectro de frequência pode distorcer os resultados e influenciar no pós-processamento do sinal. A Figura 4.3 mostra um exemplo desse efeito.

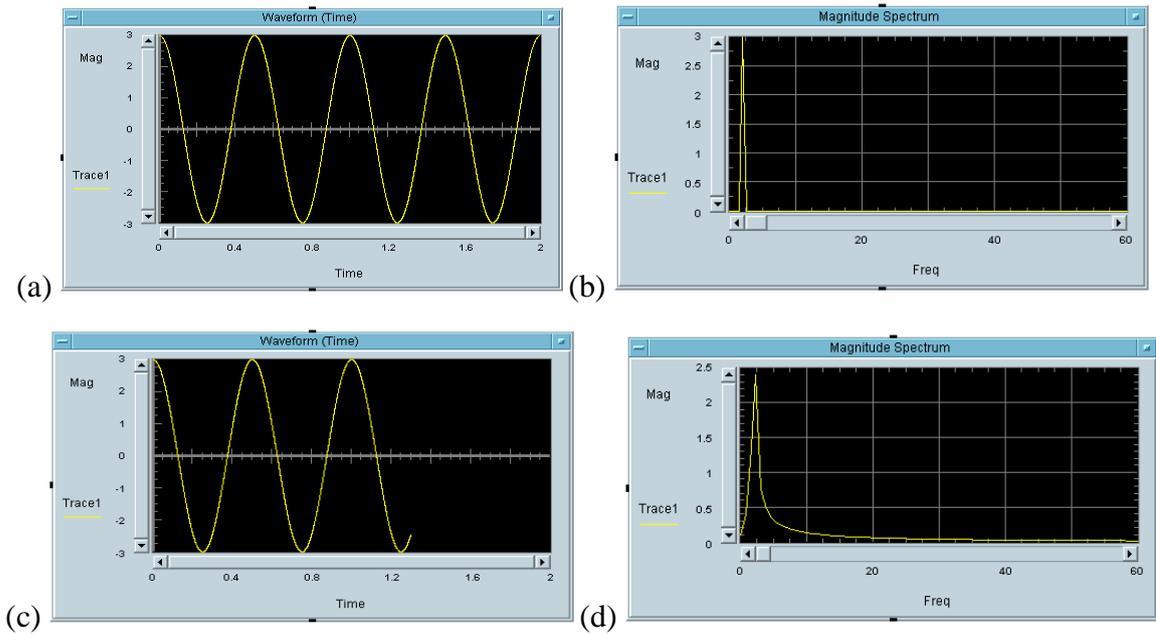


Figura 4.2 – (a) Amostra de uma função harmônica  $3\cos(2\pi t)$  com número inteiro ( $n=4$ ) de ciclos (b) espectro correspondente, (c) sem um número inteiro de ciclos ( $n=2.3$ ) e seu respectivo (b) espectro de frequências.

Para minimizar esses efeitos, a amostra do sinal original deve ser multiplicada por uma função, de forma que o resultado seja um sinal com valores nulos no tempo inicial e no tempo final de amostragem. Esse processo é chamado de janelamento e a função matemática que multiplica o sinal é chamada de função janela. A Figura 4.4 mostra o resultado do janelamento da amostra apresentada na Figura 4.3 utilizando função filtro *Hanning*. É possível observar que a energia foi concentrada aumentando a amplitude na frequência do sinal harmônico original.

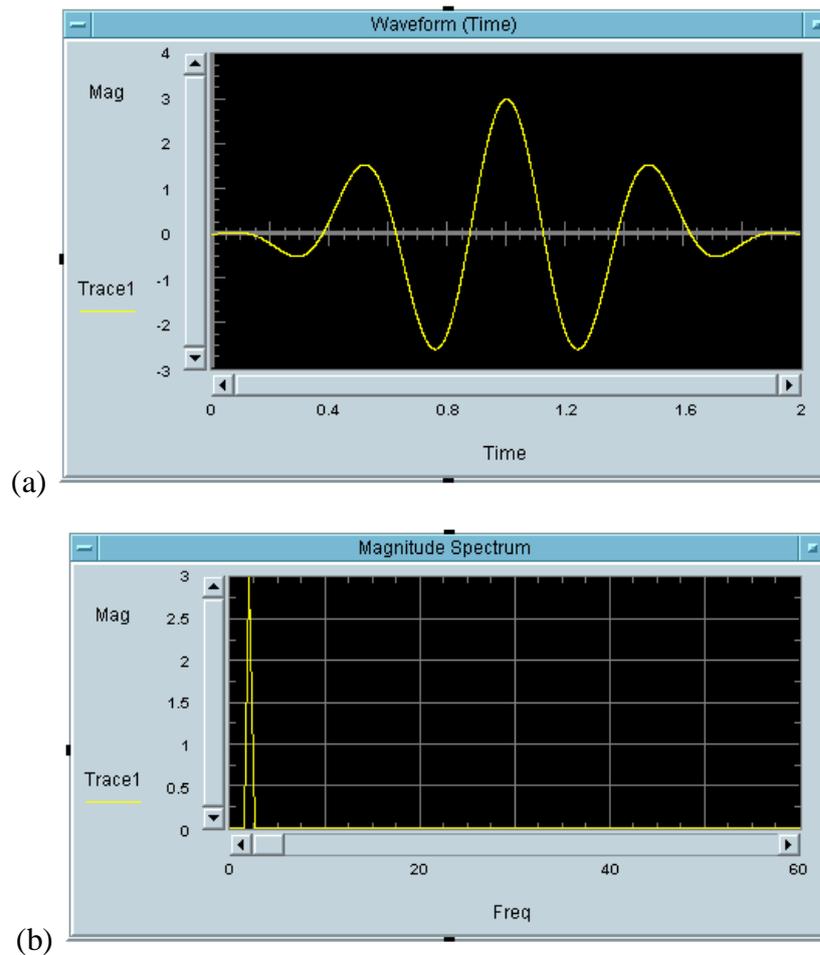


Figura 4.3 – (a) Sinal janelado por *Hanning* de uma função harmônica  $3\cos(2\pi t)$  sem um número inteiro de ciclos ( $n=2.3$ ) e (b) respectivo valor do e seu espectro de frequências minimizando o *Leakage*.

Para processamento de sinais digitais, as funções janelas mais utilizadas são: a janela retangular, *Hanning*, *Kaiser-Bessel* e *flat top*. A escolha da função mais apropriada para o sinal é de fundamental importância. Geralmente, para:

- Sinais Periódicos:
  - *Hanning*: é considerada a melhor para aplicações gerais;
  - *Kaiser Bessel*: é recomendada quando se requer seletividade em frequência;
  - *Flat Top*: proporciona uma maior precisão em amplitude;
  - Retangular: apenas se a amostra tiver um número inteiro de ciclos.
- Sinais Transientes:

- Retangular: é a mais adequada;
- Sinais Aleatórios:
  - *Hanning*: é considerada a melhor para aplicações gerais;
  - *Kaiser Bessel*: é recomendada quando se requer seletividade em frequência;
  - *Flat Top* e retangular: não são recomendadas para esse tipo de sinal.

#### 4.2.3 Técnica do envelope

O envelope é uma importante técnica de processamento de sinal que ajuda na identificação dos defeitos, extraindo frequências características do sinal de vibração do rolamento com defeito (SKF *Reability Systems*). O objetivo desta técnica é o isolamento das frequências e suas harmônicas, previamente demoduladas pela transformação de Hilbert. Com essa análise é possível identificar não apenas a ocorrência de falhas em rolamentos, mas também identificar as possíveis fontes, como falhas na pista interna e externa, ou dos elementos rolantes. O primeiro passo na demodulação do sinal de amplitude é a filtragem com um filtro passa-banda, para eliminar as frequências associadas com defeitos de baixas frequências (por exemplo, desbalanceamento e desalinhamento) e eliminar os ruídos da frequência de interesse e então extraí-las a partir do sinal original usando um filtro no domínio do tempo. Embora seja necessário utilizar técnicas para especificar a banda de filtragem adequada (para escolher a demodulação necessária para separar os sinais do rolamento e os ruídos), e isso pode ser feito com ensaios de vibração livre no sistema que contém o rolamento.

Essas vibrações livres geradas pelos defeitos de rolamento são moduladas em amplitude pela sequência de impactos repetidos e pelo efeito de amortecimento e pela passagem na zona de carga.

A análise direta de frequência dos sinais não fornece muita informação, porque o sinal de falha está misturado com o ruído e outros defeitos. Essas frequências de repetição são, no entanto, facilmente medidas no envelope de sinal. O método de detecção de envelope (ou de demodulação de amplitude) fornece uma aproximação importante e eficaz para analisar sinais de falha em vibrações de alta frequência e pode ser calculado pela transformada de Hilbert. Dado um sinal  $h(t)$  no domínio do tempo, a transformada de Hilbert é a convolução de  $h(t)$  com o inverso do tempo. Após o cálculo do espectro do envelope, com o conhecimento das

propriedades do rolamento, uma classificação do módulo de vibração é responsável pelo diagnóstico da possível falha. A presença de novos picos no espectro de frequência que não são múltiplos exatos da rotação do eixo é a primeira indicação que existe um problema no rolamento, porque os verdadeiros defeitos emitem frequências que são assíncronas com a velocidade. À medida que o defeito progride, um pequeno aumento na energia sobre as regiões de frequências naturais de rolamentos é notado. Nesta fase, é possível identificar a presença de uma das frequências características de falhas por análise de envelope. No estágio seguinte da falha, os aumentos da temperatura e mais frequências harmônicas são observadas, bem como o número de bandas laterais em torno das frequências harmônicas características e frequências naturais do rolamento se tornam maiores [Mendel 2009].

#### 4.2.3.1 Transformada de Hilbert

Os sinais de vibração provenientes dos rolamentos geralmente apresentam componentes de frequência alta, designado como sinal da portadora, e baixa proveniente da parte do sinal da moduladora, a componente de alta frequência é originada pela rigidez do sistema que contém o rolamento e pelos impactos e o de baixa frequência pela passagem do defeito na zona de carregamento. Na aquisição dos sinais de vibração, as informações geradas pela passagem das esferas pela falha ficam embutidas no espectro de frequência do sinal da portadora, e apresenta difícil leitura. A determinação do envelope do sinal possibilita obter as informações de interesse e a frequência com que a falha é excitada.

Na obtenção do envelope, pode ser usado um processo analógico através de placas chamadas de “detector de envelope” ou digitalmente através da transformada de Hilbert [Haykin, 1989; Haykin & Veen, 2001]. A técnica selecionada para o presente trabalho é o da transformada de Hilbert, que é caracterizada por ser uma técnica de convolução que permite um mapeamento em um mesmo domínio.

A Transformada de Hilbert de  $x(t)$  definida por  $x_H(t)$ , é definida por:

$$x_H(t) = H x(t) = \frac{1}{\pi} x(t) \otimes \frac{1}{t} \quad (4.10)$$

$$x(t) = H^{-1} x_H(t) = -\frac{1}{\pi} x_H(t) \otimes \frac{1}{t} \quad (4.11)$$

Onde  $\otimes$  é o operador de convolução.

Como estas funções estão no domínio do tempo pode-se formar a seguinte função:

$$z(t) = x(t) + jx_H(t) \quad (4.12)$$

A qual é chamada de sinal analítico de  $x(t)$ . Este sinal analítico  $z(t)$  é complexo e a parte imaginária é correspondente à Transformada de Hilbert de  $x(t)$ . A Equação anterior também pode ser escrita como. (referência)

$$z(t) = A(t)e^{j\theta(t)} \quad (4.13)$$

Onde se tem:

$$A(t) = [x^2(t) + x_H^2(t)]^{1/2} \quad (4.14)$$

$$\theta(t) = \tan^{-1}\left[\frac{x_H(t)}{x(t)}\right] = 2\pi f_0 t \quad (4.15)$$

Sendo  $A(t)$  chamado de envelope do sinal  $x(t)$  e  $\theta(t)$  denominado de sinal de fase instantânea de  $x(t)$ .

Uma aplicação específica da Transformada de Hilbert é a sua utilização como uma ferramenta de auxílio na demodulação do sinal modulado, com o objetivo de obter a identificação do sinal de vibração de falha. A Figura 4.4 mostra os sinais de uma onda portadora e sua respectiva onda moduladora e aplicação ao sinal modulado da Transformada de Hilbert para a demodulação.

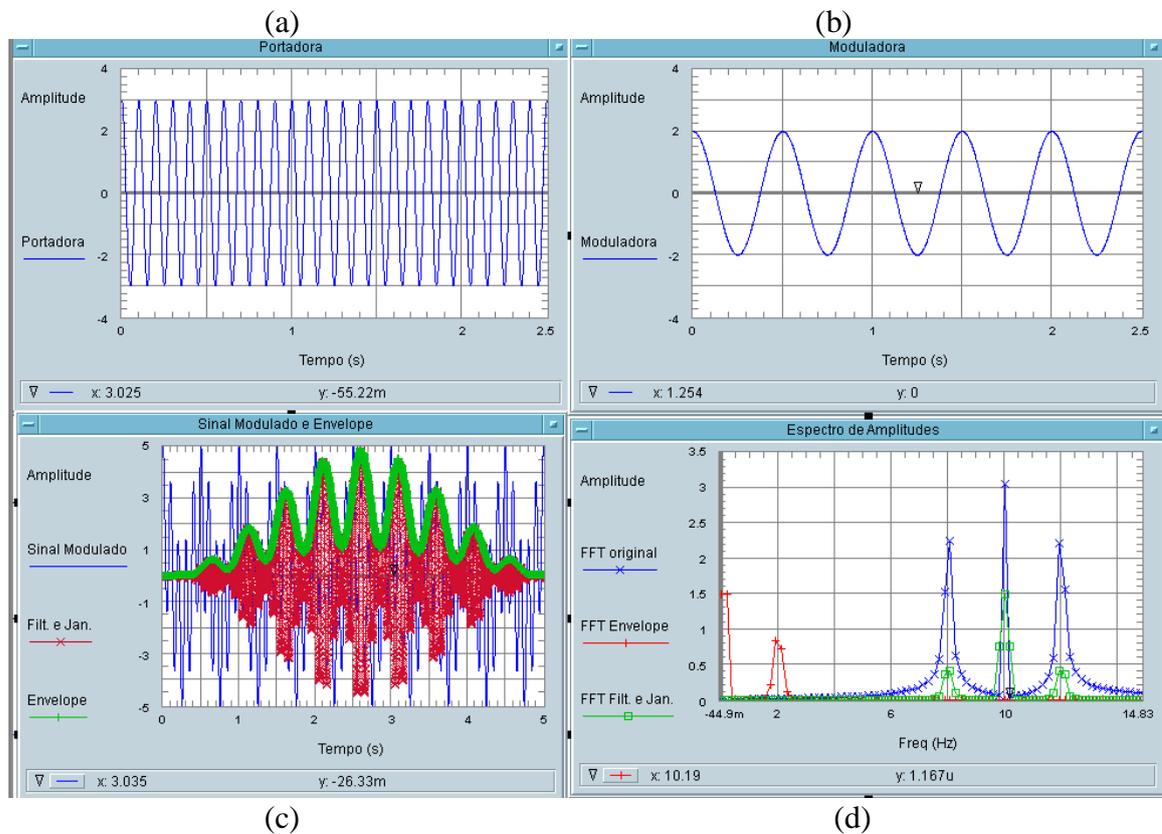


Figura 4.4 - Demodulação de um sinal de vibração; (a) sinal portador  $3\cos(2\pi 10)$ ; (b) sinal modulador  $2\cos(2\pi 2)$ ; (c) sinal modulado, janelado/filtrado e envelope do sinal janelado; (d) transformada Fourier do sinal original, do envelope e do sinal janelado/filtrado.

Como se pode perceber pela Figura 4.4, a FFT do sinal original contém a informação da frequência da portadora e duas frequências laterais referentes ao sinal modulador. A FFT do envelope contém a informação a respeito do sinal modulador de baixa frequência de 2 Hz.

## 5 OBTENÇÃO DAS AMOSTRAS

Neste capítulo será descrito o processo de obtenção das amostras e o tipo de falha que foi gerado.

### 5.1 Escolha das amostras

A escolha das amostras foi baseada em ser um rolamento que permita a fácil desmontagem e a possibilidade de montar novamente sem perder as características funcionais do mesmo.

O rolamento escolhido foi da marca NSK 6204 C4, como pode ser visto na Figura 5.1. Este rolamento foi selecionado entre várias opções por apresentar pontos positivos que facilitam o estudo, como, por exemplo, ter uma capacidade de carga não muito alta, 5000 N, que pode ser aplicada facilmente dentro de um laboratório, ter a gaiola de poliamida e não possuir retentores externos, o que facilita bastante a montagem e desmontagem do mesmo.



Figura 5.1 – Rolamento de teste.

Durante a desmontagem e montagem para introduzir as falhas foi tomado o cuidado de numerar todas as peças e separar para não correr o risco de misturar as partes e com isso modificar a característica inicial do rolamento.

## 5.2 Tipos de falhas geradas

Tandon, 1999, relata que existem duas abordagens citadas pelos pesquisadores para criar defeitos localizados em rolamentos e estudar sua resposta em vibração. A primeira é girar o rolamento até sua falha e monitorar as mudanças que correm na sua resposta em vibração. Geralmente a falha é acelerada por imposição de sobrecarga, sobrerotação e redução ou privação de lubrificação no rolamento. A outra abordagem consiste em introduzir um defeito no rolamento por meio de ataque ácido, eletroerosão, risco ou corte mecânico, medir a resposta em vibração e comparar com um rolamento sem falhas em perfeito estado.

A primeira abordagem exige geralmente mais tempo, por outro lado, a abordagem por simulação de defeito é mais rápida, porém exige técnicas especiais para a produção das amostras de rolamento com defeito.

### 5.2.1 Método para obtenção da falha

Neste estudo foi utilizado da segunda opção que foi a introdução de um defeito por meio de eletroerosão, utilizando uma pastilha de cobre para erodir o material. As falhas foram inseridas nas pistas interna e externa. Um exemplo de falha na pista interna e na pista externa é mostrado na Figura 5.2 e Figura 5.3. O que varia nas falhas é o comprimento sendo testado quatro tamanhos diferentes, mantendo a profundidade.

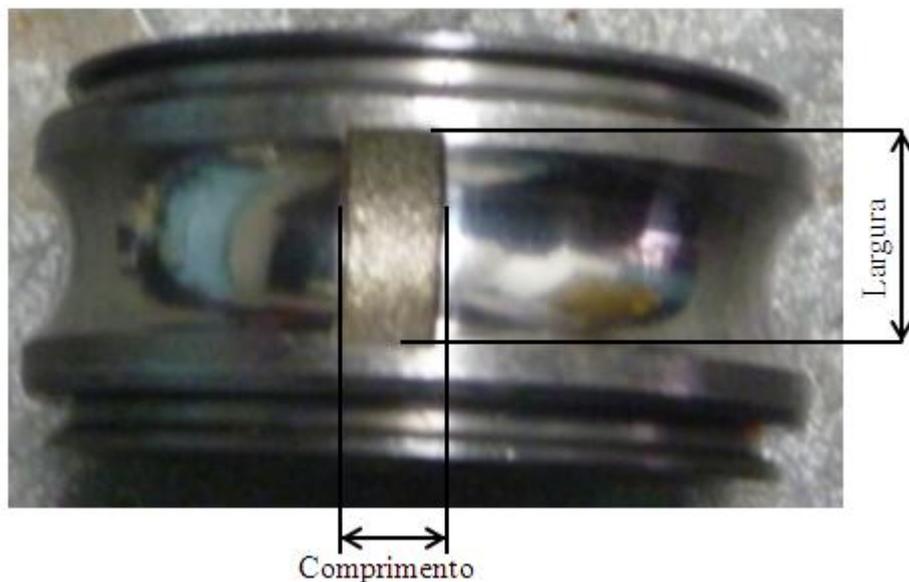


Figura 5.2 – Falha gerada na pista interna.

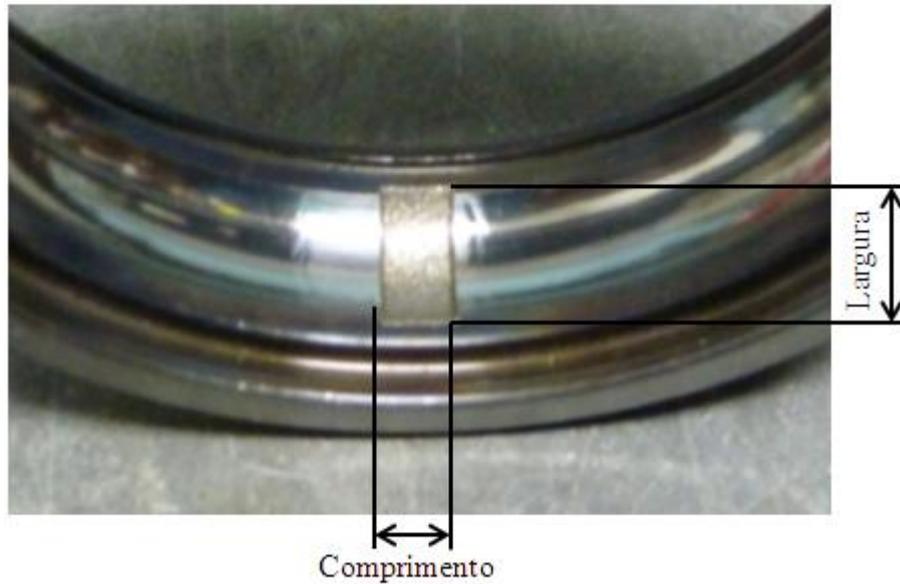


Figura 5.3 – Falha gerada na pista externa.

As falhas geradas têm comprimentos diferentes a fim de causar uma diferença durante os testes para avaliar se isso pode ser percebido através da mudança na amplitude da vibração gerada durante os testes. A idéia é de que, quanto maior o comprimento da falha, maior será a “queda” que sofrerá a esfera ao passar por cima da falha causando, assim, maior ou menor amplitude de vibração. Isso pode ser visto na Figura 5.4.

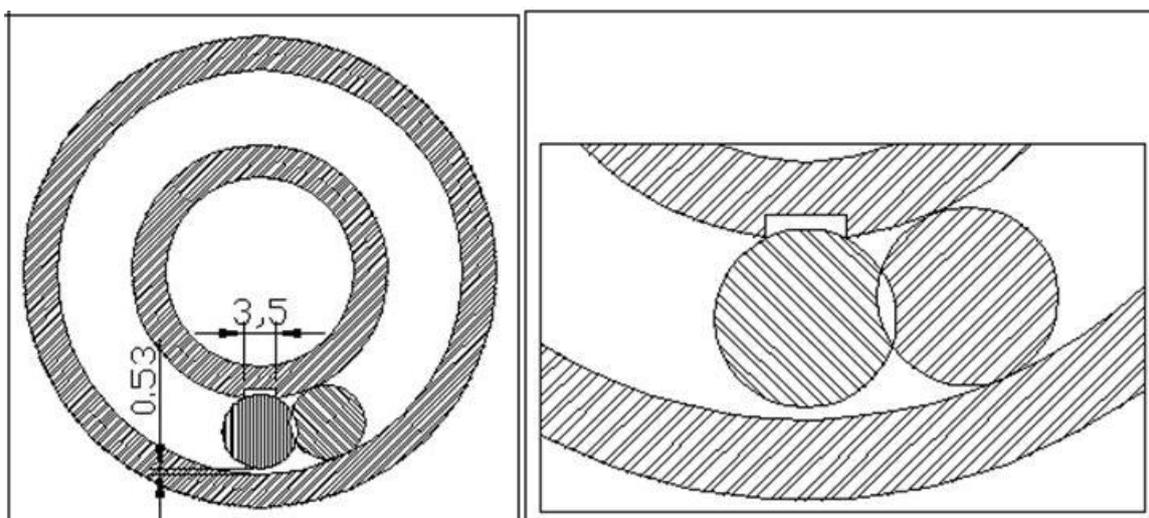


Figura 5.4 - Desenho esquemático em corte das falhas geradas nos rolamentos (comprimento (3,5 mm) e a queda teórica da esfera (0,53 mm)).

Para entender melhor as falhas geradas, demonstrada na Figura 5.4, está apresentado na Tabela 5.1, o número do rolamento falhado, o tamanho da falha e a “queda” teórica sofrida pela esfera durante a passagem por sobre a falha.

Tabela 5.1 – Localização dos defeitos e suas dimensões.

<b>Rolamento</b>	<b>Posição da falha</b>	<b>Comprimento da falha (mm)</b>	<b>Queda teórica da esfera (mm)</b>
1	Pista externa	3,5	0,33
2	Pista interna	3,5	0,53
3	Pista externa	3,0	0,24
4	Pista interna	3,0	0,38
5	Pista externa	2,0	0,10
6	Pista interna	2,0	0,17
7	Pista externa	1,0	0,03
8	Pista interna	1,0	0,04

Para avaliar os danos nos rolamento é realizada uma série de ensaios, sendo assim distribuídos:

- Primeiro é ensaiado o rolamento novo com cada uma das duas cargas para o teste de ressonância do sistema, neste teste é calculada a ressonância do sistema que será utilizado no janelamento;

- Segundo é testado um rolamento novo para ser obtida a assinatura espectral do conjunto bancada - rolamento;

- Terceiro é testado os 8 rolamentos com defeito, sendo que 4 na pista interna e 4 na pista externa. Esses ensaios serão distribuídos em 2 cargas (carga 1 – 2500 N e carga 2 – 3725 N) e 3 sequências de repetições com cada uma das cargas. Ainda serão utilizados dois acelerômetros: um colocado na vertical, que está no eixo “Y” (sentido de aplicação da carga) e outro na horizontal, que está no eixo “X” (sentido perpendicular à aplicação da carga)

Na Tabela 5.2 está a matriz de ensaios onde estão apresentados os testes a serem realizados.

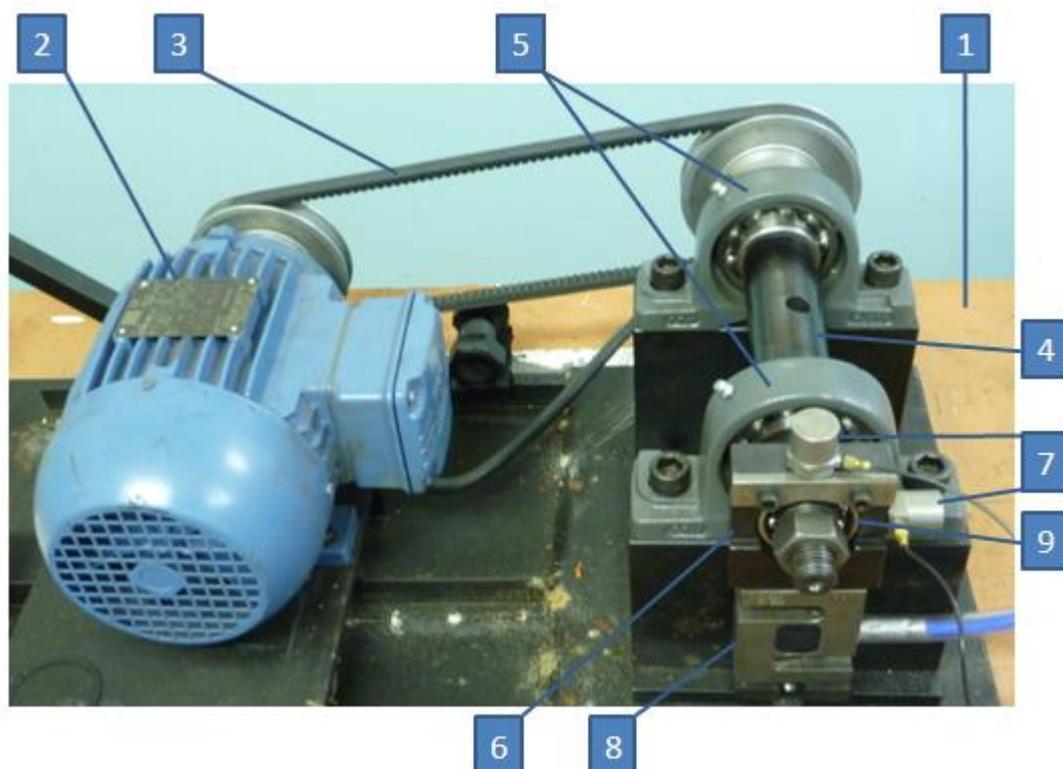
Tabela 5.2 – Matriz de testes a serem realizados.

Rolamento	Carga utilizada	Sequência	Eixo do acelerômetro	Rolamento	Carga utilizada	Sequência	Eixo do acelerômetro
1	1	1	Y	2	1	1	y
			X				x
		2	Y			2	Y
			X				X
		3	Y			3	Y
			X				X
	2	1	Y		1	Y	
			X			X	
		2	Y		2	Y	
			X			X	
		3	Y		3	Y	
			X			X	
3	1	1	Y	4	1	1	Y
			X				X
		2	Y			2	Y
			X				X
		3	Y			3	Y
			X				X
	2	1	Y		1	Y	
			X			X	
		2	Y		2	Y	
			X			X	
		3	Y		3	Y	
			X			X	
5	1	1	Y	6	1	1	Y
			X				X
		2	Y			2	Y
			X				X
		3	Y			3	Y
			X				X
	2	1	Y		1	Y	
			X			X	
		2	Y		2	Y	
			X			X	
		3	Y		3	Y	
			X			X	
7	1	1	Y	8	1	1	Y
			X				X
		2	Y			2	Y
			X				X
		3	Y			3	Y
			X				X
	2	1	Y		1	Y	
			X			X	
		2	Y		2	Y	
			X			X	
		3	Y		3	Y	
			X			X	

## 6 ENSAIOS PARA ANÁLISE DE FALHAS

### 6.1 Bancada de ensaios

A bancada de ensaios foi desenvolvida para que possibilite uma montagem fácil do rolamento em teste. A bancada é composta de um motor elétrico, utilizado para gerar o movimento no eixo, correia - elemento de ligação entre o motor elétrico e o eixo, eixo principal mancalizado com dois rolamentos superdimensionados para suportar a carga aplicada, um mancal onde é acondicionado o rolamento de teste - esse mancal possibilita a montagem e desmontagem rápida, e uma célula de carga, que é utilizada para medir a força aplicada sobre o mancal em teste. Na Figura 6.1 pode ser visualizada a bancada de testes.



- |   |  |
|---|--|
| 1 - Base amortecida;                      | 6 - Mancal de ensaio;                    |
| 2 - Motor de indução trifásico;           | 7 - Acelerômetros de aquisição de dados; |
| 3 - Sistema de transmissão polia-correia; | 8 - Célula de carga;                     |
| 4 - Eixo;                                 | 9 - Rolamento em teste;                  |
| 5 - Mancais de apoio;                     |  |

Figura 6.1 – Vista geral da bancada de ensaios.

Nesse sistema a relação de transmissão é 1 para 1, assim sendo, a rotação induzida no motor é exatamente a mesma à qual esta submetida o rolamento em teste a qual pode ser alterada pelo inversor de frequência que alimenta o motor. Esse fato facilita na análise dos resultados, porém, como ponto negativo desse sistema, pode-se citar que todas as vibrações causadas pelo motor estarão na mesma frequência de giro do rolamento. Para minimizar estas interferências foram testados rolamentos novos e analisados os espectros de vibrações para verificar se alguma vibração externa não interferia no experimento.

Os mancais de suporte foram superdimensionados para que não interferissem na medição de vibração e nem se desgastem ao longo dos testes. O motor é controlado por um inversor de frequência LG modelo SVOD8IC5-1F, que permite ajustar a rotação conforme desejada para realizar o ensaio. A célula de carga, que esta ligada à bancada de testes e ao mancal de ensaio, é tracionada através de um parafuso ancorado na base da bancada, o qual permite aplicar uma carga controlada no mancal de ensaio de modo a aplicar uma solicitação entre a carga mínima e a máxima especificada pelo fabricante do rolamento.

O mancal de ensaio está dimensionado de forma a permitir a montagem e desmontagem do rolamento de testes sem perder muito de tempo e esforço, pois apenas afrouxando a porca de fixação, da ponta do eixo, é possível retirar todo o conjunto do mancal e célula de carga, trocar o rolamento de teste como pode ser observado na Figura 6.2. Isso é possível porque o mancal tem uma cavidade de alojamento onde o rolamento fica acondicionado, essa cavidade permite colocar o rolamento, conforme Figura 6.3, e deslocá-lo para a posição de teste, conforme Figura 6.4, apenas com um pequeno esforço.

Ainda na Figura 6.2 é possível visualizar a porca (2) (responsável pela fixação do rolamento ao eixo, uma vez que a montagem no mesmo não se dá com interferência), o rolamento montado (1) na posição de teste e a porca (3) que traciona a célula de carga na aplicação da força.



- 1 – Rolamento de testes;
- 2 – Porca de fixação do rolamento;
- 3 – Porca de aplicação de carga;

Figura 6.2 – Rolamento montado na bancada para teste.



Figura 6.3 – Rolamento na posição de montagem.



Figura 6.4 – Rolamento na posição de teste.

#### 6.1.1 Calibração dos instrumentos utilizados

Um parâmetro importante para a ocorrência da falha no rolamento, assim como para a sua evolução, é a solicitação sob a qual o mancal está submetido. Essa solicitação no mancal se traduz em um campo de carregamento no rolamento, que depende da orientação da carga aplicada assim como das restrições impostas ao sistema.

O papel dessa solicitação na bancada de ensaios é efetuado através de um sistema composto por parafuso e porca como pode ser visto na Figura 6.2 e medido por uma célula de carga fixada ao mancal de ensaio. A calibração dessa célula de carga foi realizada em um ensaio de compressão no laboratório do GMAp (Grupo de Mecânica Aplicada).

##### 6.1.1.1 Sistema de medição

O sistema de medição consiste de uma célula de carga de 500 kgf ligada a um condicionador de sinais. O sinal de saída do condicionador é ligado a um multímetro digital, onde são realizadas as leituras alternativamente ao próprio *display* do aparelho condicionador. Esse esquema de medição é mostrado na Figura 6.5.

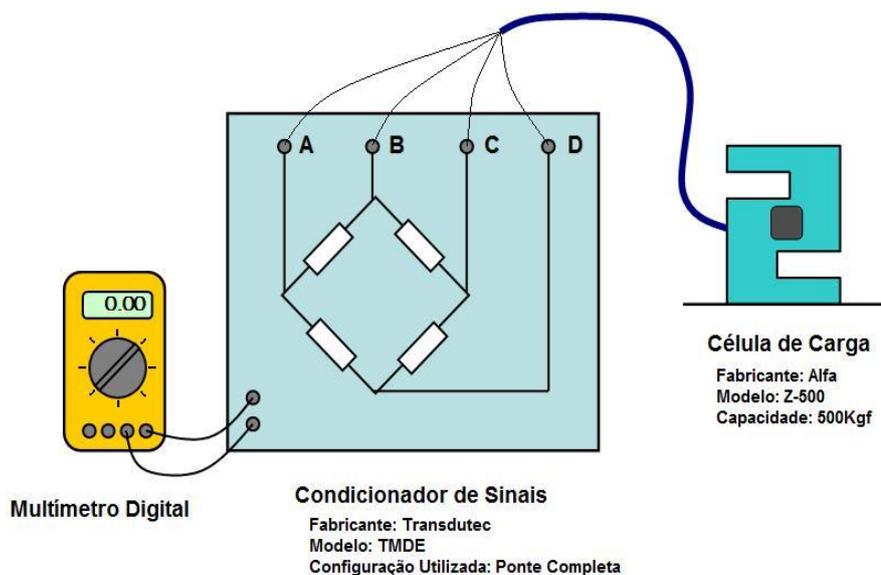


Figura 6.5 – Configuração da Célula de Carga (Fagundes, 2011).

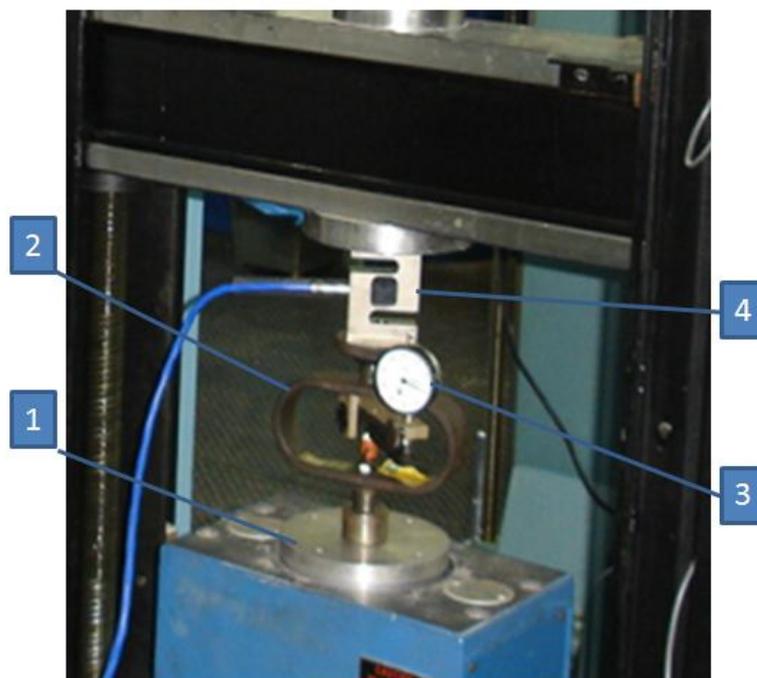
Essa configuração foi utilizada para calibração do equipamento e para a medição da carga aplicada ao mancal de ensaio da bancada.

#### 6.1.1.2 Calibração da célula de carga

Para a calibração, foi utilizado um anel dinamométrico associado em série com a célula de carga a ser calibrada. Quando a máquina de ensaio aplica a carga, o anel é solicitado através das suas extremidades e, dessa forma, sofre deformação elástica, que é amplificada por uma alavanca para que possa ser medido por um relógio comparador. Dessa forma, o anel dinamométrico é o padrão para calibração da célula de carga.

O anel dinamométrico utilizado é do Fabricante *Wazau*, com identificação M7860 e limite máximo de esforço de 6 KN. O relógio comparador utilizado para medir a deformação é do Fabricante Mitutoyo, com identificação 176718 e com resolução de 0,01 mm.

A Figura 6.6 mostra a associação do anel dinamométrico com o relógio comparador. Esse sistema em série com a célula de carga foi submetido a cargas de compressão conhecidas impostas pela máquina de ensaio e a partir das medidas de deflexão do anel para cada carga foi possível relacionar com o valor de saída do condicionador de sinais.



- 1 - Equipamento de ensaio;
- 2 - Anel dinamométrico;
- 3 - Relógio comparador;
- 4 - Célula de carga (que está sendo calibrada);

Figura 6.6 – Sistema de medição do anel dinamométrico (Fagundes, 2011).

Para calcular essa relação foram utilizados os dados de calibração do anel dinamométrico que estão apresentados na Tabela 6.1.

Tabela 6.1 – Calibração do anel dinamométrico.

<b>Esforços (N)</b>	<b>Deflexão (x10<math>\mu</math>m)</b>
0	0.0
600	59.4
1200	118.9
1800	178.7
2400	238.6
3000	298.5
3600	358.5
4200	418.9
4800	479.0

A Figura 6.7 mostra todo o sistema utilizado para calibrar a célula de carga, desde o equipamento de testes, mostrado na Figura 6.6, mais o condicionador de sinais (1) utilizado para converter o sinal gerado pela célula de carga, que é de 2 mV/V aplicado para uma tensão de saída de 10 mV, como sendo a carga máxima da célula suporta. Essa tensão de saída pode ser medida pelo multímetro (2).



- 1 – Condicionador de sinais;  
2 - Multímetro;

Figura 6.7 – Configuração para calibração da célula de carga (adaptado de Fagundes, 2011).

A diferença de potencial máxima na saída do condicionador é dada por  $U = \varepsilon KE$  onde  $U$  é a diferença de potencial na saída do condicionador,  $\varepsilon$  é a sensibilidade da célula de carga,  $K$  é o ganho do sistema e  $E$  é a tensão de alimentação do sistema. Como a sensibilidade da célula de carga é de 2 mV/V, com alimentação de 5 V, e como o ganho do sistema foi ajustado para ser de 500, a diferença de potencial na saída do condicionador quando a carga aplicada for máxima, no caso 500 kgf, será de 5 V.

Com a realização do ensaio de compressão foi possível relacionar as cargas aplicadas, obtidas indiretamente pela leitura do relógio comparador, com a diferença de potencial  $U$ , na leitura do multímetro digital. A aplicação de carga foi realizada gradualmente até os valores de deflexão presentes no certificado de calibração do anel dinamométrico. A relação da leitura realizada no multímetro digital com a leitura do relógio comparador é mostrada na Tabela 6.2.

Tabela 6.2 – Resultados obtidos na calibração da célula de carga (Fagundes, 2011).

Diferença de Potencial (V)	Deflexão (x10 $\mu$ m)
0	0
0.64	59
1.27	119
1.89	178
2.51	238
3.13	298
3.73	358
4.33	418
4.93	478

Através da relação entre a Tabela 6.1 e a Tabela 6.2, imposta pela calibração do anel dinamométrico, foi realizado um ajuste de curva linear, apresentado na Figura 6.8, para obtenção de uma curva de calibração para a célula de carga utilizada.

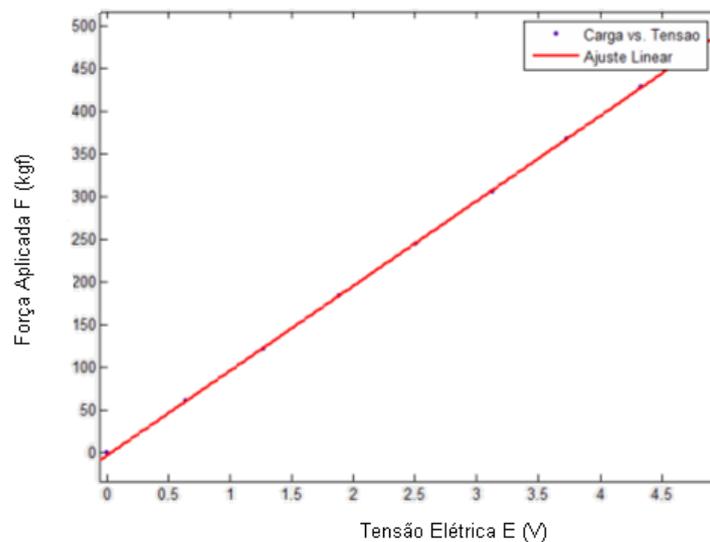


Figura 6.8 – Ajuste de curva Força x Tensão Elétrica (Fagundes, 2011).

Dessa forma, a carga de solicitação  $F$  (em  $kgf$ ) imposta ao mancal de ensaio da bancada pode ser determinada pela expressão do ajuste por mínimos quadrados:  $F = 99,3E - 2,8$ .

Portanto, os resultados obtidos mostram uma faixa de aplicação dentro do regime linear, ou seja, a tensão ficou proporcional ao carregamento, sendo então conhecida a curva de calibração do sistema para compressão.

### 6.1.2 Acionamento do sistema

O acionamento do sistema se dá através de um motor elétrico trifásico marca WEG, com potência de 0,75Cv e rotação de 1720 RPM. O controle de rotação é feito por meio de um inversor de frequência o qual permite variar a rotação e o sentido de giro.

A transferência do movimento do motor para o eixo motor, onde está acoplado o rolamento de testes, é feito através do conjunto polia-correia, como foi mencionado anteriormente, e pode ser visto na Figura 6.9.



Figura 6.9 – Acionamento do sistema

### 6.1.3 Determinação das propriedades da mesa vibratória

Esta parte do trabalho é baseada nos resultados apresentados pelo Bolsista de iniciação Científica Fagundes (2011), em seu relatório de final de bolsa de IC. Nele são descritos os ensaios que foram feitos para determinar os parâmetros da mesa em que foi instalado o conjunto da bancada. Para o isolamento da base do sistema de ensaio, a bancada foi montada sobre uma mesa vibratória disponível no laboratório. Pelo fato desse dispositivo ser antigo, e

pouco utilizado para experimentos, suas propriedades e características mecânicas não eram conhecidas. Para a caracterização de algumas propriedades importantes foram realizados alguns ensaios, que serão descritos a seguir.

### 6.1.3.1 Estimativa da rigidez

Como a procedência das molas utilizadas na construção da mesa era desconhecida, partiu-se para a realização de ensaios buscando estimar parâmetros importantes para considerações futuras. O mais importante parâmetro, neste caso, é a rigidez de cada mola. Para tal estimativa foram realizadas medições, como indica o esquema da Figura 6.10, dos deslocamentos nos cantos opostos da mesa quando essa é submetida a uma força conhecida gerada pela adição de um peso padrão no centro da mesa. Essas medições foram realizadas com um relógio comparador, com resolução de 0,01 mm, fixado na base fixa da mesa.

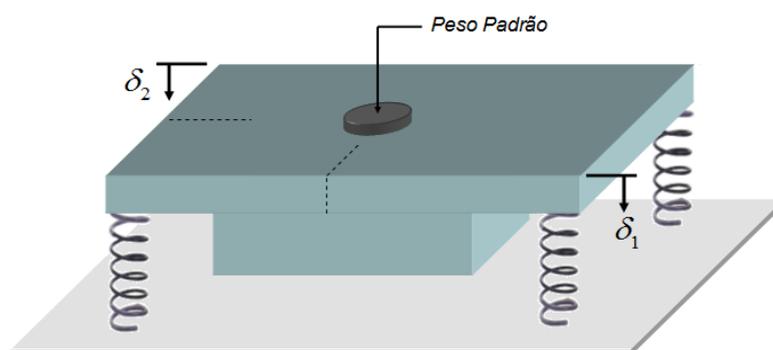


Figura 6.10 - Configuração para ensaio de deslocamento da mesa vibratória (Fagundes, 2011).

Inicialmente o relógio comparador foi zerado e dois pesos-padrão, com massa de 2,0151 kg cada, foram dispostos sobre a mesa. As medições dos deslocamentos  $\delta_1$  e  $\delta_2$  para essa configuração foram colhidas e a seguir mais dois pesos-padrão foram adicionados ao sistema para novamente realizar as medições dos deslocamentos.

Cada peso-padrão corresponde a uma força de aproximadamente 19,77 N. Com esse dado e com os valores para os deslocamentos obtidos é possível, através da Lei de Hooke, determinar a rigidez equivalente do sistema:

$$K_{eq} = \frac{P}{\delta} \quad (6.1)$$

Onde  $P$  [N] é o peso adicionado ao sistema e  $\delta$  [mm] é a variação da posição. A Tabela 6.3 mostra os dados obtidos.

Tabela 6.3 - Resultados de deslocamento da mesa vibratória para cargas estáticas aplicadas. (Fagundes, 2011).

<b>Força (N)</b>	<b>39,54</b>	<b>79,08</b>
$\delta_1$ (mm)	0,32	0,64
$\delta_2$ (mm)	0,32	0,64

Dessa forma, a rigidez equivalente vertical do sistema é de aproximadamente 123562,5 N/m. Assim, para cada mola se tem uma rigidez estimada de 30890 N/m. Na Figura 6.11 pode ser vista a bancada montada sobre a mesa vibratória.



Figura 6.11 - Mesa vibratória com a bancada de ensaios.

#### 6.1.3.2 Estimativa da massa

Para esta estimativa, foi realizado um ensaio para obtenção da posição do centro da mesa em função do tempo logo após essa sofrer um impulso gerado por um deslocamento inicial na mesa.

Um acelerômetro ADXL250, alimentado por uma fonte de 5 V, foi posicionado no centro da mesa. O acelerômetro foi ligado à placa de aquisição do computador, onde o sinal

no tempo é obtido e a transformada rápida de Fourier (FFT) calculada no *software Agilent Vee 7.0*. O sinal foi obtido com intervalo de 10s com uma taxa de aquisição de 500 Hz.

A Figura 6.12 mostra o sinal original obtido pelo acelerômetro e o sinal após processo de filtragem e janelamento. O sinal foi filtrado para a passagem de frequências entre 0 e 4 Hz após rápida análise do espectro de frequências do sinal original.

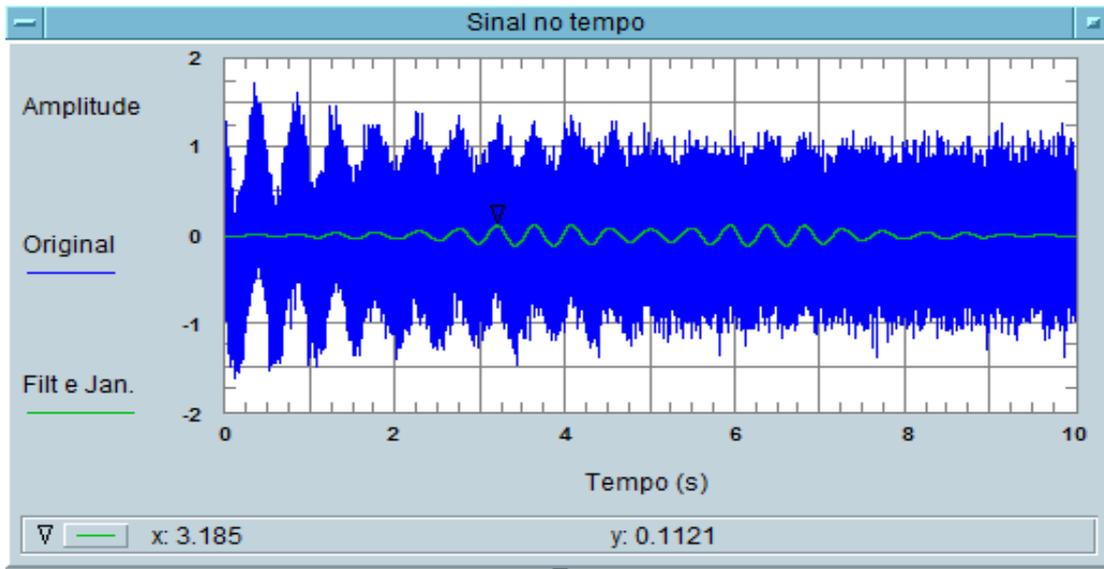


Figura 6.12 - Sinal de aceleração original e filtrado pelo *Software Agilent Vee Pro 7.0* (Fagundes, 2011).

A transformada rápida de Fourier (FFT) do sinal original é mostrada na Figura 6.13, assim como a FFT do sinal filtrado. É possível verificar que ambos os espectros apresentam pico de amplitude em 2,2 Hz enquanto a FFT do sinal original indica, além desse, um pico de amplitude próximo a 62 Hz, que indica possível ruído referente à rede elétrica.

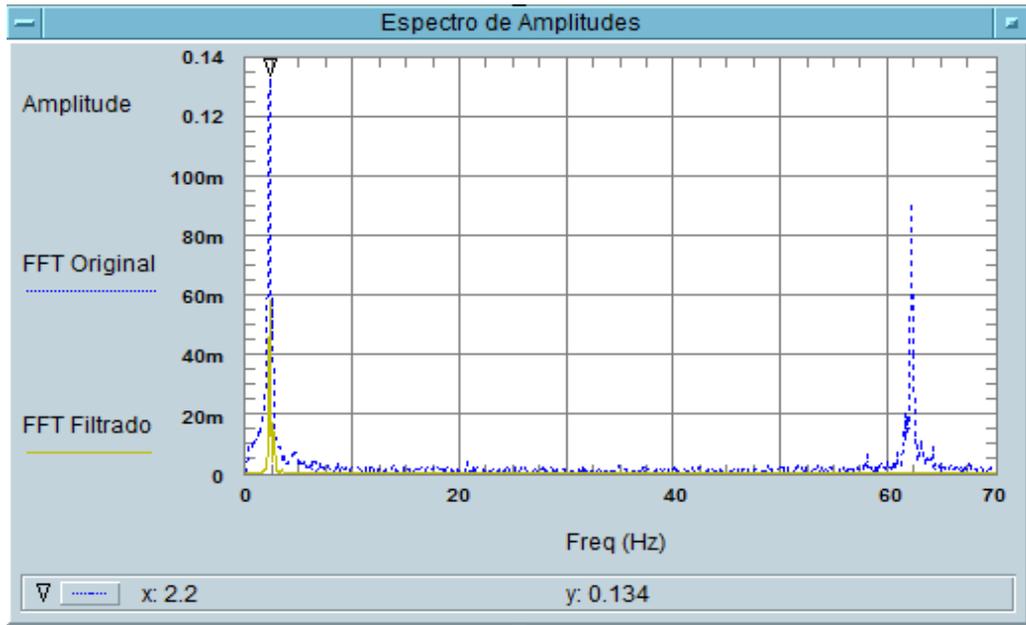


Figura 6.13 – Espectro de Frequências obtidas pelo Software Agilent Vee Pro 7.0 (Fagundes, 2011).

A frequência natural do sistema é de 2,2 Hz, dessa forma, pode-se determinar a massa total da mesa pela equação:

$$m = \frac{K_{eq}}{4\pi^2 f^2} \quad (6.2)$$

Assim, a estimativa para massa da mesa é de  $m = 646kg$ .

#### 6.1.4 Calibração do inversor de frequências

A frequência de giro no eixo pode ser alterada, para que sejam induzidas diversas situações de trabalho ao rolamento, através de um inversor de frequência. Como o motor trabalha a 1720 RPM para a frequência de rede de 60 Hz, foi realizada uma calibração para frequências menores.

As medições foram realizadas com um tacômetro modelo L-20, da marca Microtest. O ajuste de curva linear para as medições realizadas é apresentado na Figura 6.14

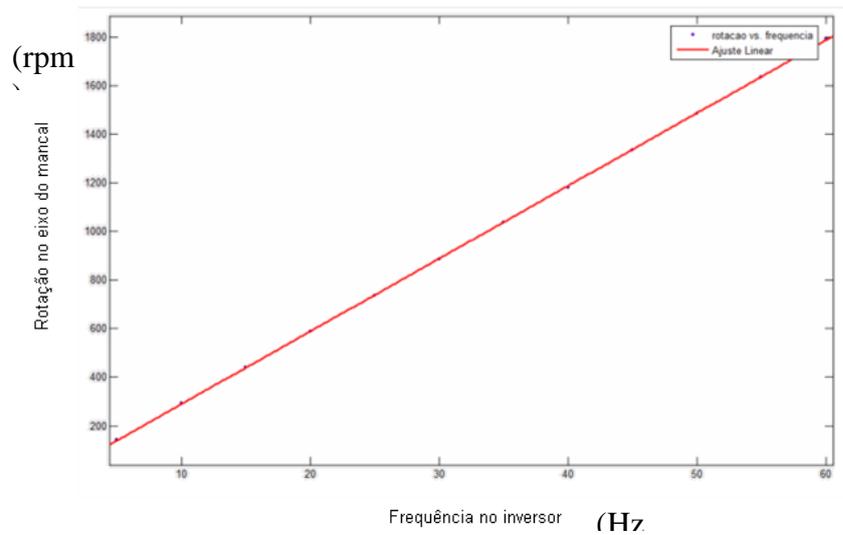
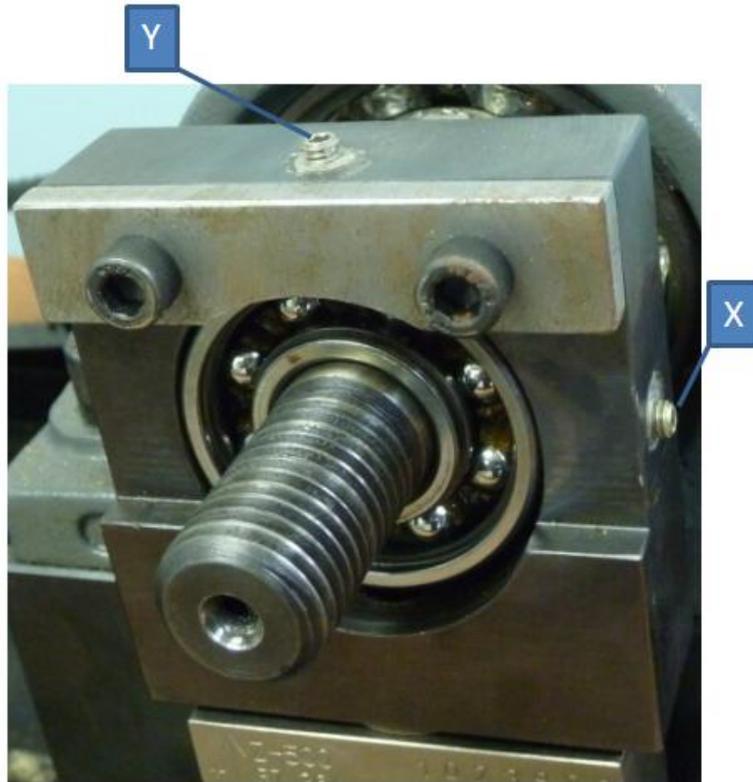


Figura 6.14 – Ajuste de Curva para Rotação x frequência no inversor (Fagundes, 2011).

#### 6.1.5 Mancal de ensaio

O mancal de ensaio foi fabricado em aço carbono e permite montagem e desmontagem fácil, como mencionado anteriormente. No mancal de ensaio está o alojamento para o rolamento de teste e o local para prender os acelerômetros que irão medir a vibração do sistema.

No mancal de ensaio estão os suportes para montar os acelerômetros, dispostos de maneira que permita medir a aceleração no sentido vertical (Y), sentido de aplicação da força, e no sentido horizontal (X), sentido perpendicular à força, como pode ser visto na Figura 6.15.



Y – Acelerômetro no sentido vertical;  
X – Acelerômetro no sentido horizontal;

Figura 6.15 – Mancal de ensaio.

#### 6.1.6 Calibração dos Acelerômetros

Para a calibração foram utilizados dois acelerômetros: *Brüel & Kjær* modelo 4381, Figura 6.16, com os números de série 30051 e 30010. O “*data sheet*” do acelerômetro mostra as informações apresentadas na Tabela 6.4 para 159,2 Hz,  $20\text{m/s}^2$  RMS e 22,9 °C.



Figura 6.16 – Acelerômetro 4381 V da *Brüel & Kjær*.

Tabela 6.4 - Sensibilidades definidas pelo fabricante.

Sensibilidade		
Serial	pC/g	mV/g (sem cabo)
30010	99,98	90,89091
30051	93,74	85,21818

Também é informada pelo fabricante a variação da sensibilidade com a variação da frequência de excitação, conforme apresentado na Figura 6.17.

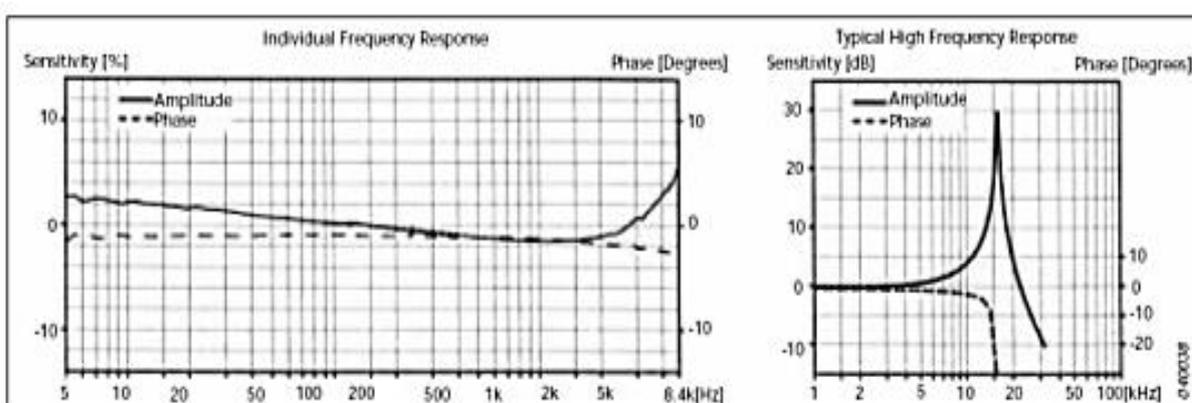


Figura 6.17 – Resposta típica de frequência individual do acelerômetro (Fagundes, 2011).

É possível identificar que a sensibilidade do acelerômetro pouco muda dentro da faixa de uso (cerca de 5% em baixas frequências). Para obter-se a sensibilidade real do sistema de medição em mV/g é necessário considerar os cabos e o condicionador de sinais, pois alteram a capacitância. Portanto, foram realizadas as calibrações dos conjuntos de medição de aceleração aplicando uma aceleração conhecida, em g, e detectando a resposta, em mV. A calibração foi feita com 79 Hz, portanto com baixa frequência (ISO 16063). Os resultados são apresentados na Tabela 6.5.

Tabela 6.5 – Resultado da calibração dos acelerômetros.

<b>Serial</b>	<b>Condicionador</b>	<b>Tensão Pico-Pico</b>	<b>Tensão 0- Pico</b>
30010	LPF-01	174	87
	LPF-02	172	86
30051	LPF-01	164	82
	LPF-02	158	79

## 6.2 Descrição dos ensaios realizados

O procedimento dos testes foi o seguinte. Primeiramente foi mantida como constante a rotação do sistema, assim, a variação de frequência pode ser desconsiderada. Para avaliar o quanto a carga de trabalho alterará a amplitude de vibração foram aplicadas duas cargas, uma de 2500 N e outra de 3725 N. Os sinais de vibração (aceleração) foram adquiridos em duas direções, uma na direção de aplicação da força (Y) e outra na direção perpendicular à força aplicada (X). A seguir, na Figura 6.18, é apresentado como as amostras foram identificadas para posterior processamento dos dados.

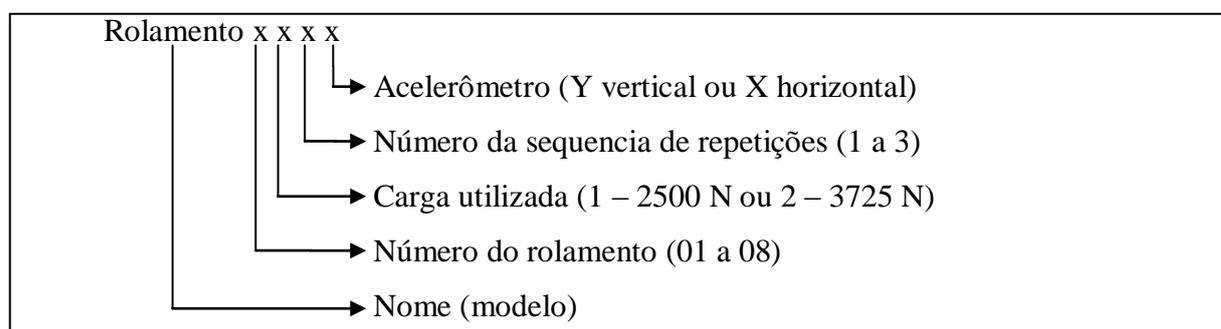


Figura 6.18 - Nomenclatura para a aquisição e gravação dos dados adquiridos nos experimentos.

Os ensaios foram realizados na seguinte sequência: em primeiro lugar foi realizado o teste de ressonância de todo sistema. Para isso, montou-se um rolamento novo, aplicou-se ao sistema uma vibração induzida por impacto externo. Esta vibração foi induzida com uma batida no eixo de teste suportado pelos mancais. Esse experimento foi realizado três vezes em cada uma das direções dos acelerômetros. As direções das batidas foram no sentido de aplicação da carga e perpendicular à carga aplicada. Com isso, se obteve mais seis amostras

para posterior obtenção da frequência de ressonância do sistema. Esse dado é importante porque é ele que vai permitir verificar qual é a frequência natural do sistema e dará o valor da largura da janela em frequência necessária para filtrar o sinal da aceleração para posterior processamento dos resultados.

Após ter conhecimento da frequência natural da bancada com o rolamento montado, foi testado um rolamento novo, descrito como rolamento base, para obter a assinatura espectral do mesmo. Testou-se três vezes o mesmo rolamento para cada uma das cargas, gerando assim seis séries de dados em cada um dos acelerômetros. Os dados foram adquiridos para os dois acelerômetros concomitantemente

Por fim, foram testados os 8 rolamentos em estudo, sendo os tipos e intensidades de falhas como indicadas e anteriormente ilustradas na Figura 5.4.

Os rolamentos foram testados de forma sequencial, ou seja, um após o outro e a numeração foi seguida como descrito anteriormente.

No total foram testados 8 rolamentos, sendo 4 rolamentos com falha na pista interna, numerados com números pares iniciando em 2, e outros 4 rolamentos com falha na pista externa esses numerados com números ímpares, começando em 1. Cada um dos rolamentos tem um tamanho de falha, a qual varia apenas no comprimento da “falha”, conforme descrito no capítulo 5 e ilustrado nas Figuras 5.2 e 5.3, mantendo-se constantes na profundidade e na largura. Na numeração adotada, quanto menor o número do rolamento, mais extensa é a “fenda”. Para todos os tamanhos de falha foi gerada uma falha na pista interna e outra na pista externa com o mesmo tamanho.

O intuito de fazer diferentes comprimentos de defeitos é o de avaliar se será perceptível o aumento da amplitude do sinal de vibração na frequência do defeito com o aumento destes comprimentos, uma vez que quanto mais extensa é a “fenda”, a princípio, maior será a “queda” (folga) sofrida pela esfera ao passar pela falha.

#### 6.2.1 Cálculos analíticos para determinar as frequências características dos defeitos nos rolamentos

As frequências características de defeitos presentes nas pistas externas e internas serão determinadas pelas fórmulas 3.12 e 3.14 que foram vistas no Capítulo 3, nesse caso, foram utilizadas as fórmulas numa planilha eletrônica para facilitar os cálculos, os resultados podem ser vistos na Tabela 6.6.

Tabela 6.6 – Resultado dos cálculos das frequências nas pistas.

<b>Dados de Entrada:</b>		
Rotação do eixo	1795	RPM
Frequência do eixo ( $f_{pe} - f_{pi}$ )	30	Hz
Número de esferas ( $N_e$ )	8	-
Diâmetro das esferas ( $D$ )	7,938	mm
Diâmetro primitivo ( $d$ )	33,5	mm
Ângulo de folga ( $\beta$ )	0	rad
<b>Frequências características de defeito:</b>		
Na Pista Externa ( $f_{dpe}$ ou BPFO)	91,3	Hz
Na Pista Interna ( $f_{dpi}$ ou BPFI)	148,0	Hz

Onde  $f_{pe}$  é a frequência da pista externa e  $f_{pi}$  é a frequência da pista interna.

## 7 ANÁLISE DOS RESULTADOS

Neste capítulo serão apresentados os resultados obtidos nos ensaios e as análises referentes ao sucesso ou não da detecção das falhas nos rolamentos.

### 7.1 Ressonância da bancada

Este teste foi realizado para determinar qual é a frequência natural do sistema montado. O teste foi realizado com o eixo parado, onde foi dada uma batida na parte central do eixo que está apoiado pelos mancais. Com o resultado desse teste é possível determinar qual a frequência natural do sistema e, com isso, definir qual é o filtro de frequência adequado para aplicarmos aos dados medidos.

Na Figura 7.1 pode-se ver o espectro de sinal do impacto gerado no tempo, o que representa o momento da batida e a excitação gerada pela mesma. O sinal observado é o sinal original obtido do acelerômetro no tempo.

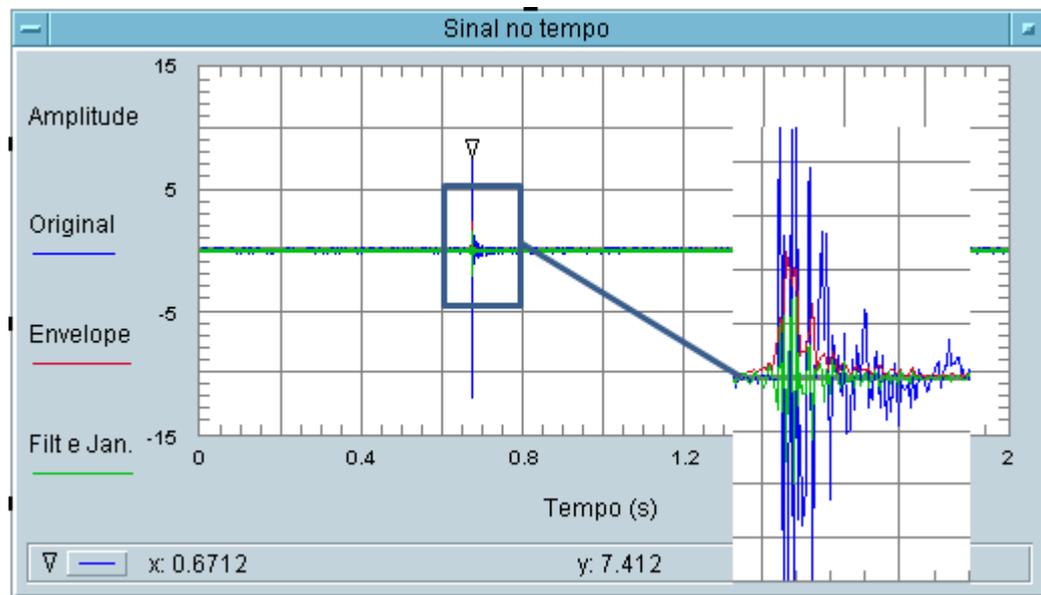


Figura 7.1 – Sinal no tempo da aceleração no momento da pancada.

Na Figura 7.2 pode-se ver o a FFT do sinal original.

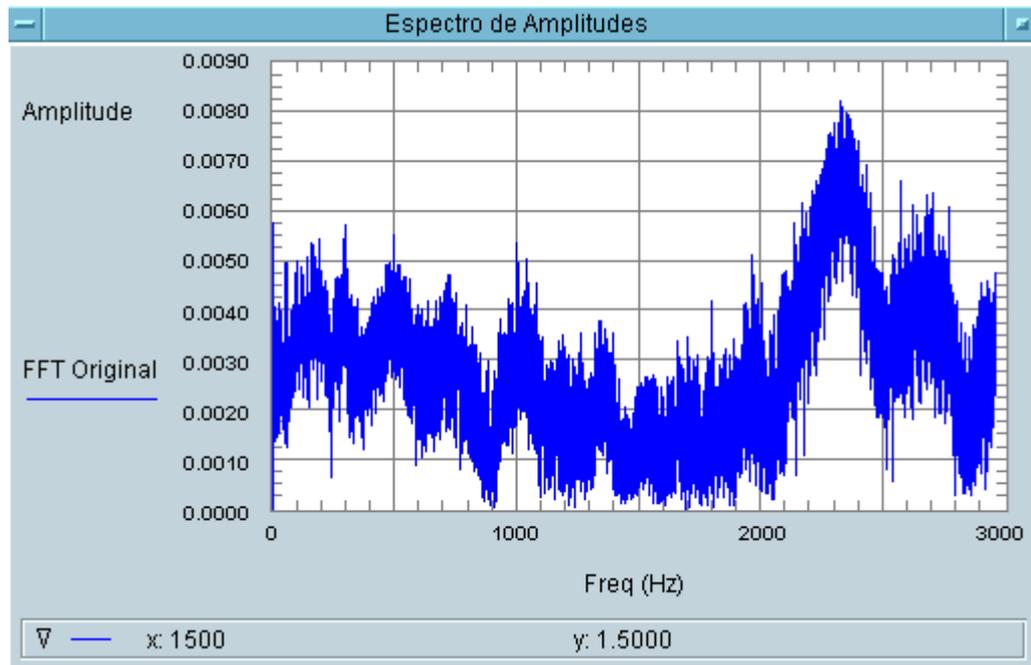


Figura 7.2 – FFT do sinal original do ensaio de impacto na bancada.

Após adquirir o sinal no tempo aplica-se a FFT a este sinal, é possível definir qual a faixa de frequência que contém as primeiras frequências naturais de vibração do sistema da bancada com o rolamento montado e a carga de teste aplicada. Para isso os limites do filtro passa-faixa devem ser especificados em torno do pico da frequência que apresenta a maior amplitude. No programa utilizado nesse trabalho especificou-se um filtro passa-faixa de 1000Hz a 3000Hz, levando em conta que a primeira frequência natural do sistema ficou em torno de 2300Hz e outras frequências naturais acontecem nesta faixa.

## 7.2 Assinatura espectral da bancada com rolamento novo

Como descrito anteriormente, os testes foram executados na mesma rotação utilizada para realização de todos os testes. Isto foi feito para avaliar se existe alguma vibração que possa estar vindo de fora do sistema, uma vez que o motor está na mesma rotação do eixo motor e do rolamento por ter uma relação de transmissão de 1:1 nas polias.

Na Figura 7.3 pode-se verificar, que para o rolamento novo, não existe nenhum tipo de vibração excitando o acelerômetro, o que nos indica que a bancada de ensaios não gera sinal de vibração que seja significativo para a medição ou que irá impactar no nosso estudo, levando em conta que o eixo “y” do gráfico está na escala de 3 gravidades a mesma que é utilizada para avaliar os outros resultados dos testes.

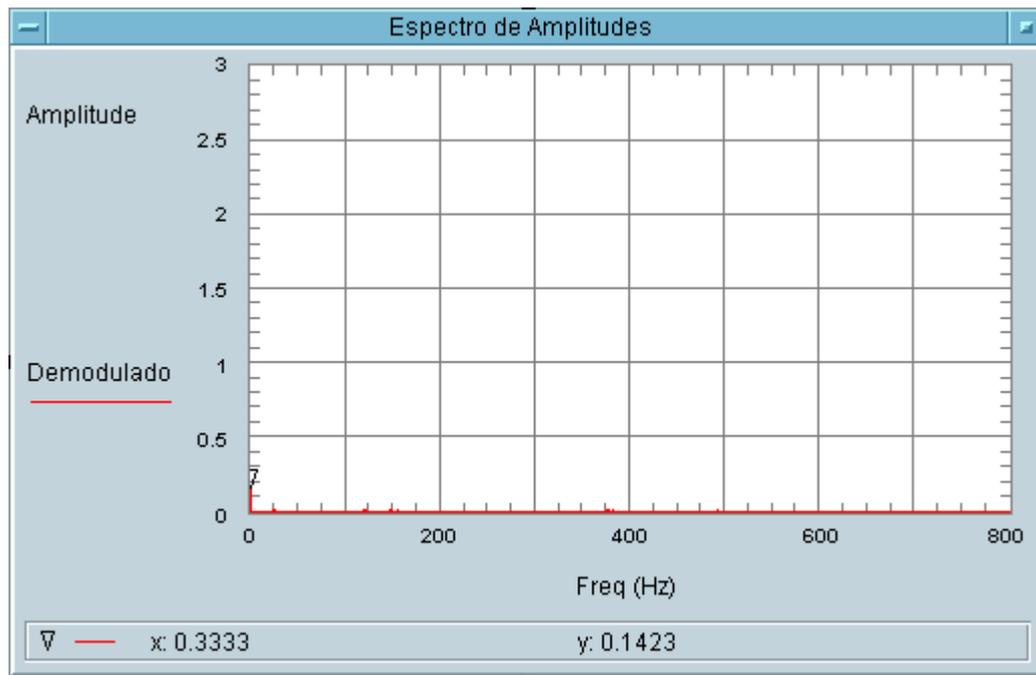


Figura 7.3 – Rolamento novo na escala de avaliação dos gráficos.

Como se sabe, todo o sistema tem uma vibração que é inerente de equipamento onde existe rotação, nesse caso existe a rotação do motor e a rotação do eixo e mancais, mas essas vibrações são de magnitudes pequenas. Com isso se valida que a bancada não tem influência na medição dos rolamentos, uma vez que a vibração com o rolamento novo pode ser desprezível.

### 7.3 Rolamentos com falha na pista interna

A partir deste ponto iniciou-se a avaliação dos resultados dos ensaios realizados, sendo que todos os ensaios foram repetidos três vezes para cada uma das cargas, mas é apresentados graficamente apenas os extremos, maior e menor falha, geradas em cada uma das pistas e as duas cargas aplicadas. Os demais dados serão apresentados em forma de tabela. Também é

apresentados apenas os gráficos dos acelerômetros posicionados verticalmente, já que este é o que teoricamente deve apresentar maior sinal de vibração, devido a estar no mesmo sentido de aplicação da carga para facilitar o entendimento. A rotação dos rolamentos foi a mesma para todos os ensaios sendo considerada constante (1795 RPM).

A Figura 7.4 apresenta o espectro de frequência do sinal demodulado para o rolamento 2, com falha na pista interna com comprimento da falha de 3,5mm, o que causa uma “queda” teórica da esfera de aproximadamente 0,53 mm. A carga utilizada neste ensaio foi 2500 N.

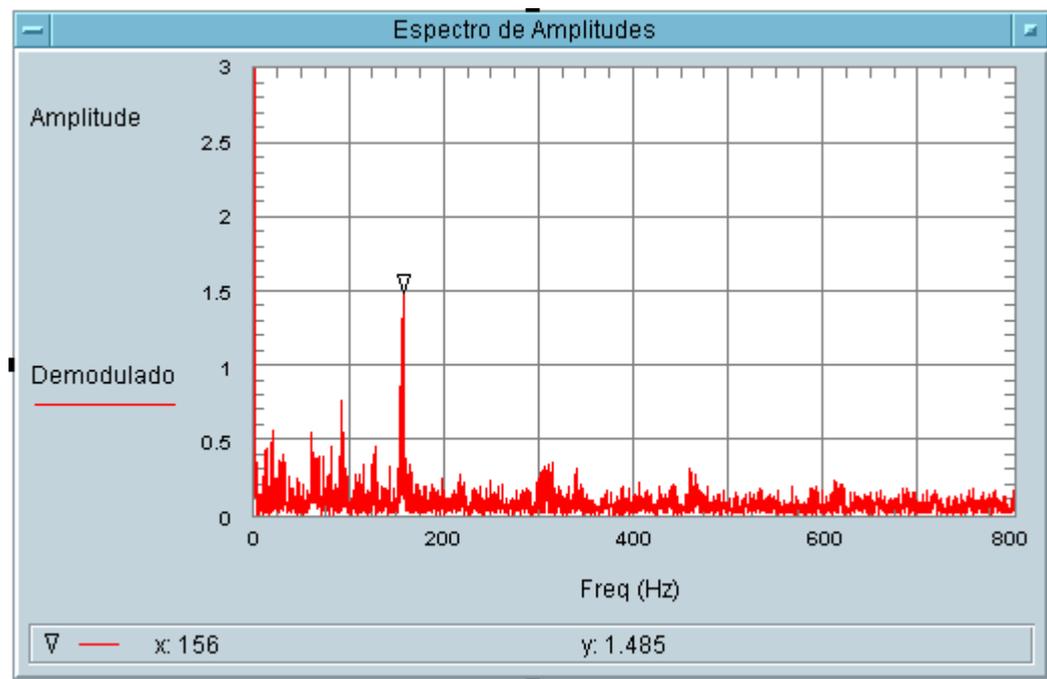


Figura 7.4 – FFT do envelope do rolamento 02 1 22.

Na figura 7.5 é apresentado o resultado do mesmo rolamento apresentado na Figura 7.5, porém aplicando agora uma carga de 3750 N.

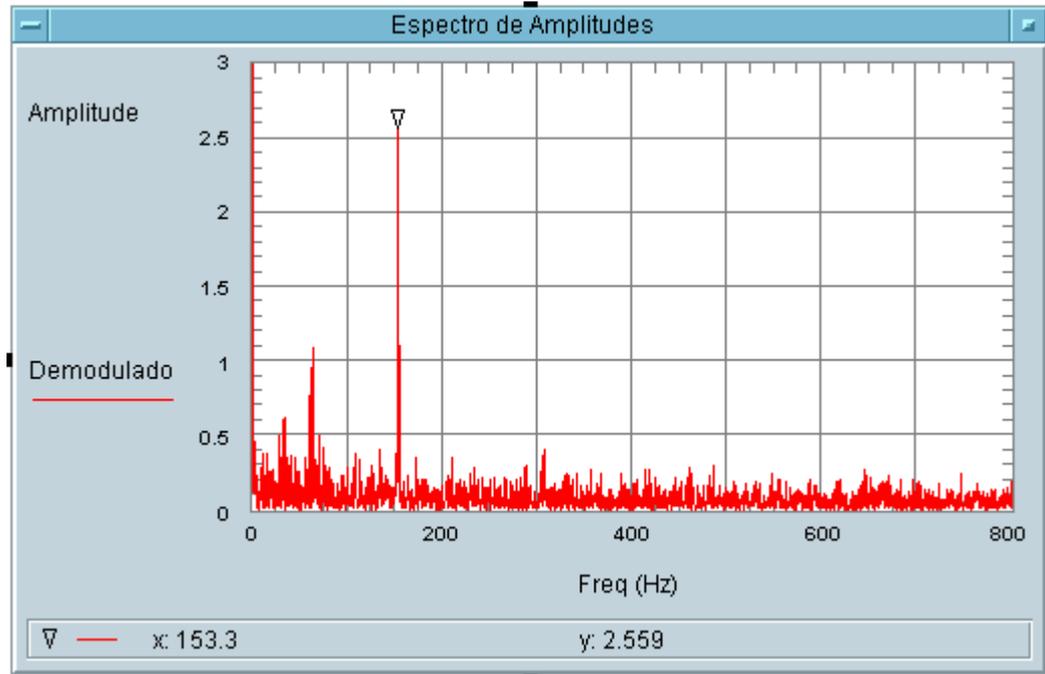


Figura 7.5 – FFT do envelope do rolamento 02 2 22.

No próximo espectro é apresentado o outro extremo da falha, ainda localizada na pista interna. Esta variação de comprimento da falha foi causada para evidenciar que quanto maior a falha maior é a amplitude do impacto gerado, e a frequência da falha se mantém constante. Esse evento ocorre pelo fato de que a amplitude está ligada diretamente com o impacto causado, enquanto que a frequência depende somente da rotação do eixo.

O rolamento 8 apresenta uma falha na pista interna com comprimento de 1 mm. Com essa falha, teoricamente, quando a esfera passa por cima do defeito, levando em conta as dimensões da pista e da falha, é esperada uma “queda” teórica da esfera de aproximadamente 0,04 mm.

A Figura 7.6 apresenta o espectro de frequência do rolamento 8 com a carga de 2500 N.

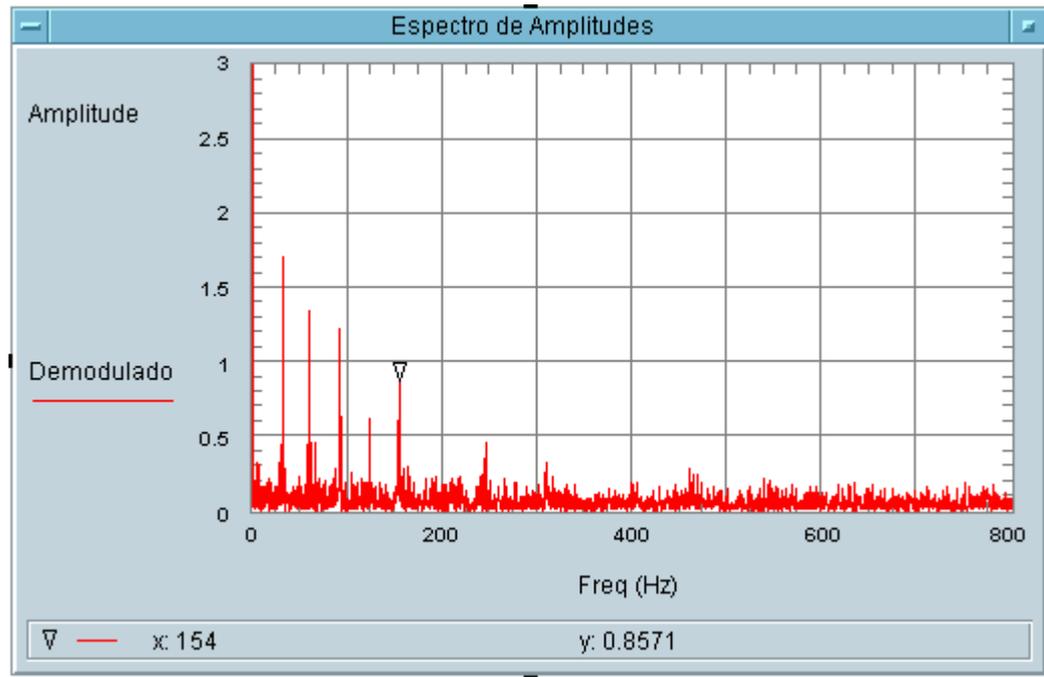


Figura 7.6 – FFT do envelope do rolamento 08 1 32.

Na figura 7.7 é apresentado o resultado do mesmo rolamento apresentado na Figura 7.6, porém aplicando agora uma carga de 3750 N.

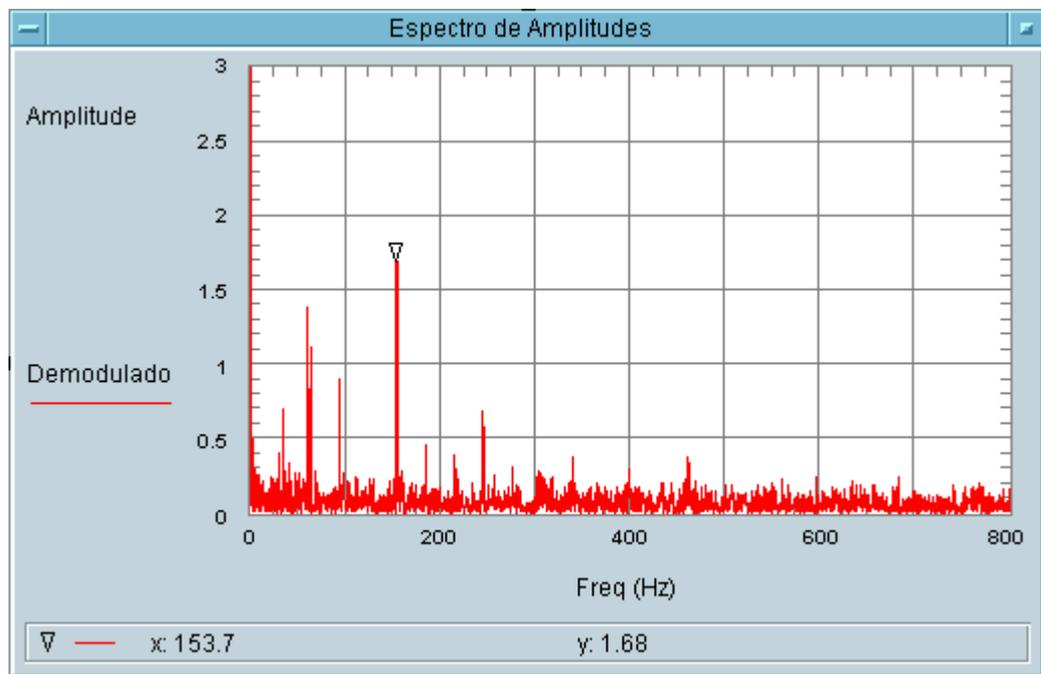


Figura 7.7 – FFT do envelope do rolamento 08 2 32.

#### 7.4 Rolamentos com falha na pista externa

Os gráficos serão apresentados na mesma forma que foram apresentados para os defeitos na pista interna. Os resultados completos serão apresentados em forma de tabela.

A Figura 7.8 apresenta o espectro de frequência do sinal demodulado para o rolamento um, com falha na pista externa com comprimento da falha de 3,5mm, o que causa uma “queda” teórica da esfera de aproximadamente 0,33 mm. A carga utilizada nesse ensaio foi 2500 N.

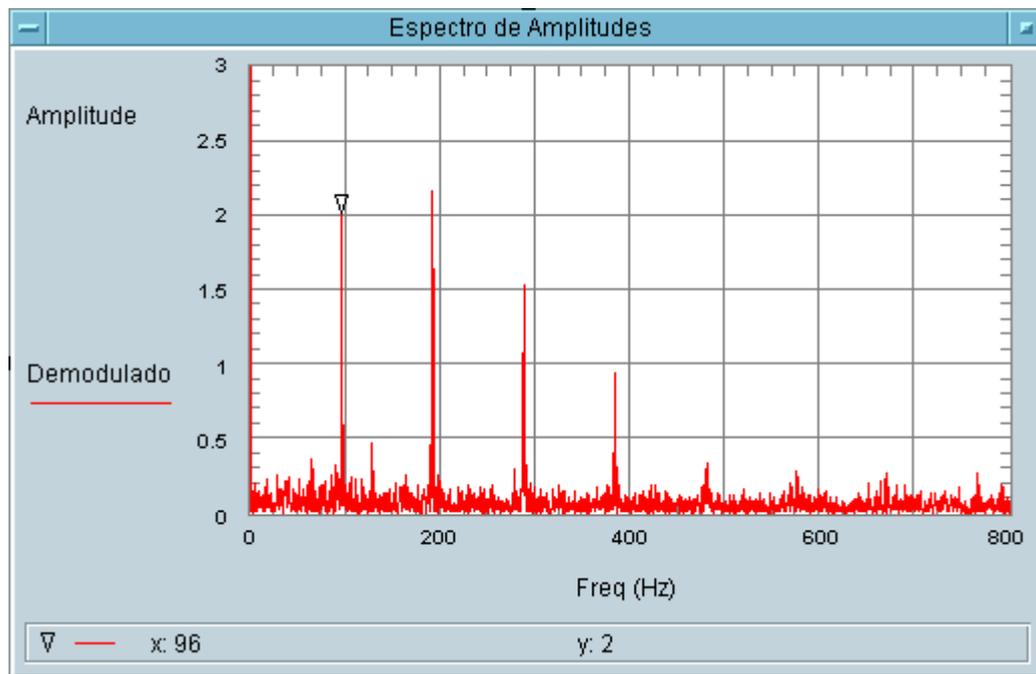


Figura 7.8 – FFT do envelope do rolamento 01 1 12.

Na figura 7.9 é apresentado o resultado do mesmo rolamento apresentado na Figura 7.8, porém aplicando agora uma carga de 3750 N.

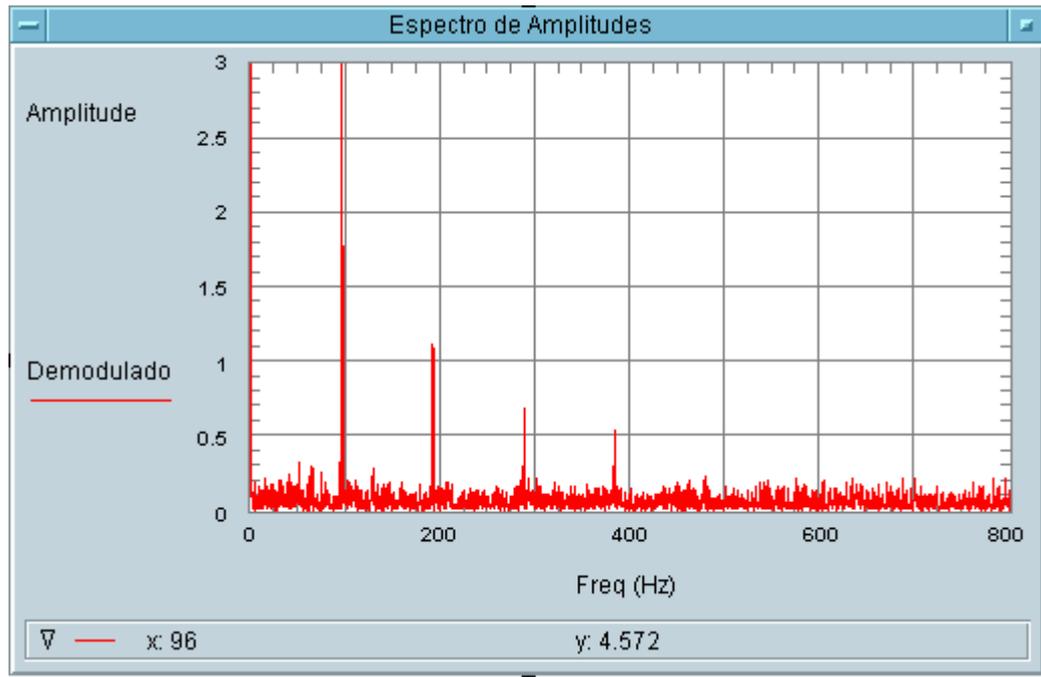


Figura 7.9 – FFT do envelope do rolamento 01 2 12.

Nesta Figura não é possível visualizar o pico de amplitude devido ao fato de se ter mantido a mesma escala de 3 gravidades, para facilitar o entendimento dos outros gráficos.

No próximo espectro é apresentado o outro extremo da falha, ainda localizada na pista externa.

O rolamento 7 apresenta uma falha na pista externa com comprimento de 1 mm. Com essa falha, teoricamente quando a esfera passa por cima do defeito, levando em conta as dimensões da pista e da falha, é esperada uma “queda” teórica da esfera de aproximadamente 0,03 mm.

A Figura 7.10 apresenta o espectro de frequência do rolamento 7 com a carga de 2500 N.

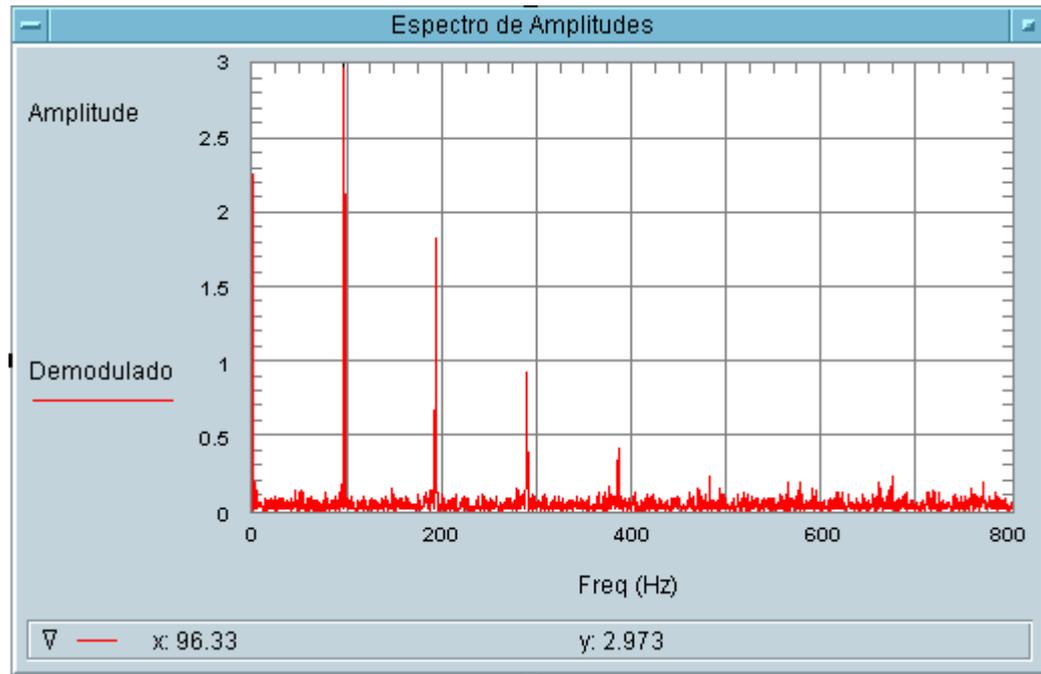


Figura 7.10 – FFT do envelope do rolamento 07 1 22.

Na figura 7.11 é apresentado o resultado do mesmo rolamento apresentado na Figura 7.10, porém aplicando agora uma carga de 3750 N.

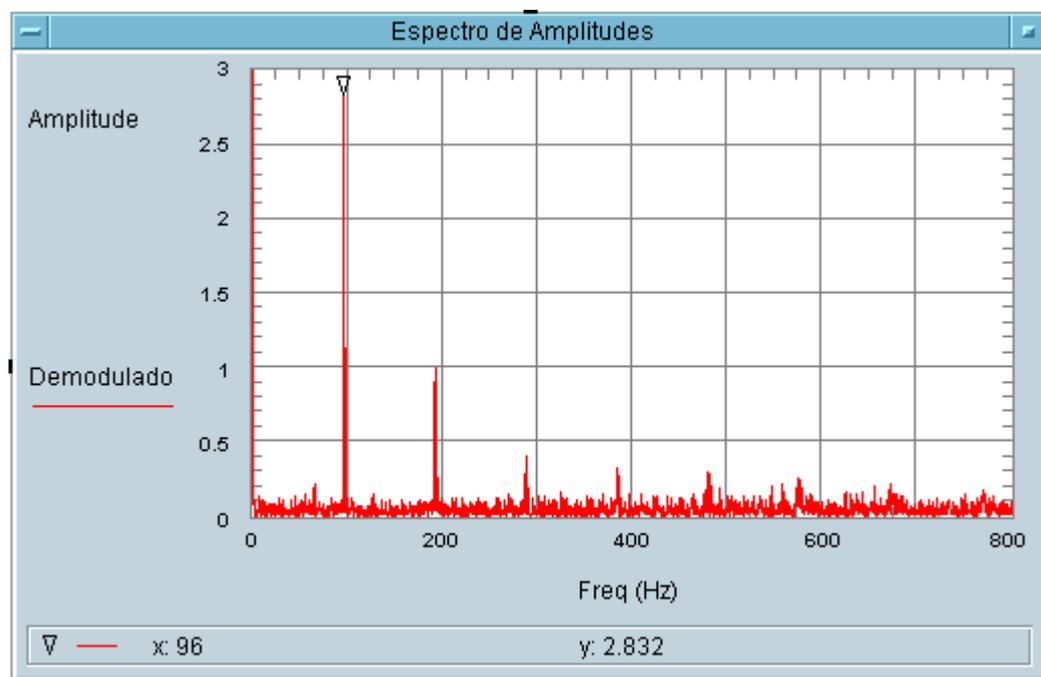


Figura 7.11 – FFT do envelope do rolamento 07 2 22.

Neste ultimo resultado, apresentado em forma de gráfico, pode-se observar o primeiro efeito negativo, porque quando se aumentou a carga de teste, a amplitude da vibração diminuiu.

Na tabela 7.1 é possível visualizar os resultados para os testes realizados nos rolamentos com falha na pista interna, com o acelerômetro no eixo Y.

Tabela 7.1 – Tabela de resultados dos Rolamentos com falha na pista interna, acelerômetro no eixo Y.

Rolamento	Carga utilizada	Sequência	Amplitude	Frequência de Defeito obtida [Hz]	Frequência de Defeito Analítica [Hz]	Diferença [%]
<b>Rolamentos com falha na pista interna acelerômetro perpendicular à carga (canal 0)</b>						
1	1	1	1,424	96,00	91,3	5,14%
		2	2,798	96,00	91,3	5,14%
		3	2,344	96,00	91,3	5,14%
	2	1	2,651	96,00	91,3	5,14%
		2	0,610	96,00	91,3	5,14%
		3	0,867	96,00	91,3	5,14%
3	1	1	1,296	96,33	91,3	5,50%
		2	0,281	95,33	91,3	4,40%
		3	2,897	96,33	91,3	5,50%
	2	1	3,010	96,67	91,3	5,87%
		2	2,792	96,67	91,3	5,87%
		3	1,160	96,67	91,3	5,87%
5	1	1	1,416	96,67	91,3	5,87%
		2	0,882	96,67	91,3	5,87%
		3	0,224	98,67	91,3	8,06%
	2	1	1,869	97,00	91,3	6,23%
		2	0,266	96,67	91,3	5,87%
		3	1,434	96,67	91,3	5,87%
7	1	1	0,225	96,33	91,3	5,50%
		2	1,540	96,33	91,3	5,50%
		3	1,504	96,33	91,3	5,50%
	2	1	0,586	96,67	91,3	5,87%
		2	1,259	96,00	91,3	5,14%
		3	1,375	96,33	91,3	5,50%

Na tabela 7.2 é possível visualizar os resultados para os testes realizados nos rolamentos com falha na pista interna, com o acelerômetro no eixo X.

Tabela 7.2 – Tabela de resultados dos Rolamentos com falha na pista interna, acelerômetro no eixo X.

Rolamento	Carga utilizada	Sequência	Amplitude	Frequência de Defeito obtida [Hz]	Frequência de Defeito Analítica [Hz]	Diferença [%]
<b>Rolamentos com falha na pista interna acelerômetro no sentido da carga (canal 2)</b>						
1	1	1	2,000	96,00	91,3	5,14%
		2	4,222	96,33	91,3	5,50%
		3	3,886	96,00	91,3	5,14%
	2	1	4,572	96,00	91,3	5,14%
		2	0,559	95,67	91,3	4,77%
		3	0,867	96,33	91,3	5,50%
3	1	1	2,398	96,33	91,3	5,50%
		2	0,542	95,33	91,3	4,40%
		3	4,955	96,33	91,3	5,50%
	2	1	5,385	96,67	91,3	5,87%
		2	4,741	96,67	91,3	5,87%
		3	2,820	96,67	91,3	5,87%
5	1	1	2,760	96,67	91,3	5,87%
		2	1,258	96,67	91,3	5,87%
		3	0,341	98,67	91,3	8,06%
	2	1	2,627	96,67	91,3	5,87%
		2	1,167	96,67	91,3	5,87%
		3	1,705	96,67	91,3	5,87%
7	1	1	0,340	96,33	91,3	5,50%
		2	2,973	96,33	91,3	5,50%
		3	3,129	96,33	91,3	5,50%
	2	1	0,761	96,00	91,3	5,14%
		2	2,832	96,00	91,3	5,14%
		3	2,298	96,33	91,3	5,50%

Na tabela 7.3 é possível visualizar os resultados para os testes realizados nos rolamentos com falha na pista externa, com o acelerômetro no eixo Y.

Tabela 7.3 – Tabela de resultados dos Rolamentos com falha na pista externa, acelerômetro no eixo Y.

Rolamento	Carga utilizada	Sequência	Amplitude	Frequência de Defeito obtida [Hz]	Frequência de Defeito Analítica [Hz]	Diferença [%]
<b>Rolamentos com falha na pista externa acelerômetro no sentido da carga (canal 0)</b>						
2	1	1	0,827	153,70	148,0	3,84%
		2	0,989	156,00	148,0	5,39%
		3	0,985	154,30	148,0	4,24%
	2	1	1,772	153,30	148,0	3,57%
		2	1,761	153,30	148,0	3,57%
		3	1,763	153,30	148,0	3,57%
4	1	1	0,857	154,00	148,0	4,04%
		2	2,049	154,00	148,0	4,04%
		3	0,859	154,00	148,0	4,04%
	2	1	0,786	154,30	148,0	4,24%
		2	-	-	148,0	-
		3	0,902	153,70	148,0	3,84%
6	1	1	0,818	154,30	148,0	4,24%
		2	1,450	154,00	148,0	4,04%
		3	1,667	153,70	148,0	3,84%
	2	1	0,676	154,00	148,0	4,04%
		2	-	-	148,0	-
		3	1,743	153,70	148,0	3,84%
8	1	1	0,503	156,30	148,0	5,59%
		2	1,131	154,00	148,0	4,04%
		3	0,528	154,00	148,0	4,04%
	2	1	0,990	154,00	148,0	4,04%
		2	1,636	154,00	148,0	4,04%
		3	1,745	154,00	148,0	4,04%

Na tabela 7.4 é possível visualizar os resultados para os testes realizados nos rolamentos com falha na pista externa, com o acelerômetro no eixo X.

Tabela 7.4 – Tabela de resultados dos Rolamentos com falha na pista externa, acelerômetro no eixo X.

Rolamento	Carga utilizada	Sequência	Amplitude	Frequência de Defeito obtida [Hz]	Frequência de Defeito Analítica [Hz]	Diferença [%]
<b>Rolamentos com falha na pista externa acelerômetro no sentido da carga (canal 2)</b>						
2	1	1	1,745	154,00	148,0	4,04%
		2	1,485	156,00	148,0	5,39%
		3	1,524	154,30	148,0	4,24%
	2	1	2,869	153,30	148,0	3,57%
		2	2,559	153,30	148,0	3,57%
		3	2,637	153,30	148,0	3,57%
4	1	1	1,446	154,00	148,0	4,04%
		2	3,222	154,00	148,0	4,04%
		3	1,490	154,00	148,0	4,04%
	2	1	1,419	154,30	148,0	4,24%
		2	-	-	148,0	-
		3	1,418	153,70	148,0	3,84%
6	1	1	1,503	154,30	148,0	4,24%
		2	2,415	153,70	148,0	3,84%
		3	2,722	153,70	148,0	3,84%
	2	1	0,797	153,70	148,0	3,84%
		2	0,487	154,00	148,0	4,04%
		3	2,511	153,70	148,0	3,84%
8	1	1	0,436	154,00	148,0	4,04%
		2	1,295	154,00	148,0	4,04%
		3	0,857	154,00	148,0	4,04%
	2	1	1,047	154,00	148,0	4,04%
		2	1,590	154,00	148,0	4,04%
		3	1,697	154,00	148,0	4,04%

Avaliando os resultados de todas as amostras realizadas, se encontra alguns valores não presentes nas tabelas, isso ocorre porque nessas amostras referidas não foi possível identificar a frequência de falha nem a amplitude. Esse fato aconteceu devido à falta de energia nos filtros dos acelerômetros que utilizavam baterias de 9 V, fato este apenas percebido depois de finalizadas as medições e analisados os dados.

Para se analisar as médias de cada uma das amostras em suas repetições será apresentada a Figura 7.12 com as médias de cada sequência de repetição, levando em conta a posição do acelerômetro e a carga aplicada.

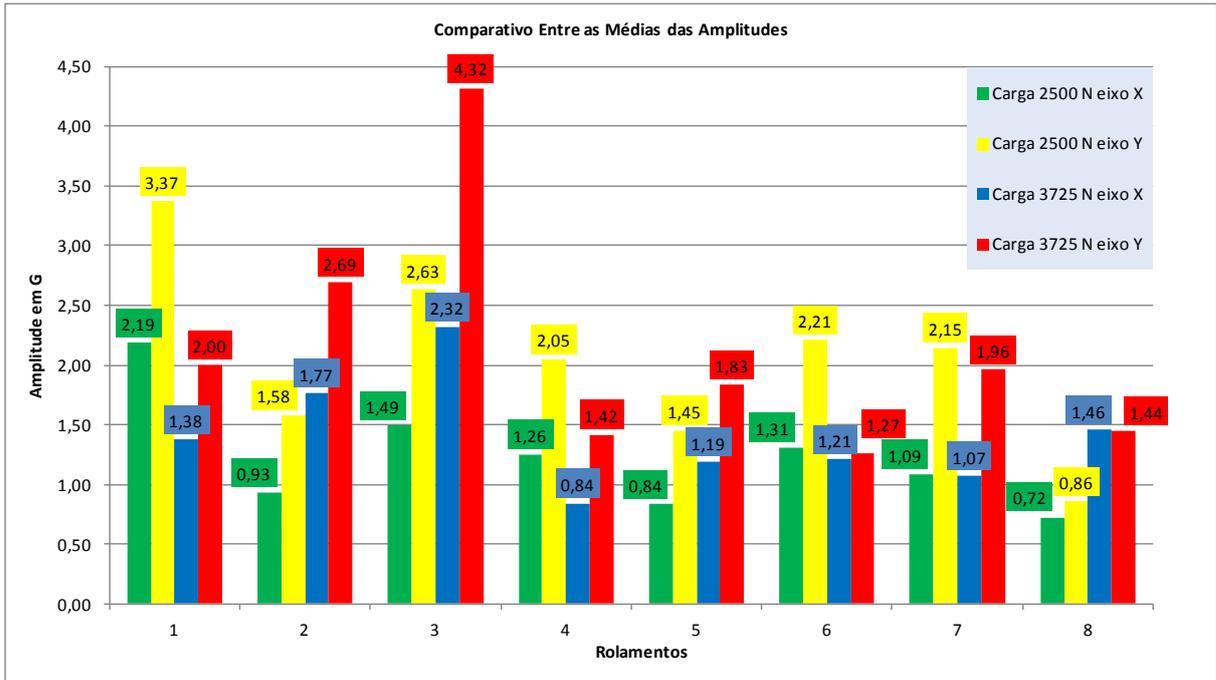


Figura 7.12 – Gráfico comparando as médias das amplitudes de cada uma das amostras com suas cargas e acelerômetros.

Analisando os dados da Figura 7.12 fica claro a variação entre as amostras. Entretanto, na média quando aumenta a carga nos rolamentos 1, 4, 6 e 7 a amplitude diminui o que é contra o esperado no estudo. Outro fato que se pode observar é que, na média, como esperado, o acelerômetro localizado no eixo Y apresenta um valor de amplitude de vibração medida maior do que o acelerômetro no eixo X.

Na Figura 7.13 pode-se avaliar as frequências de vibração de cada uma das amostras testadas.

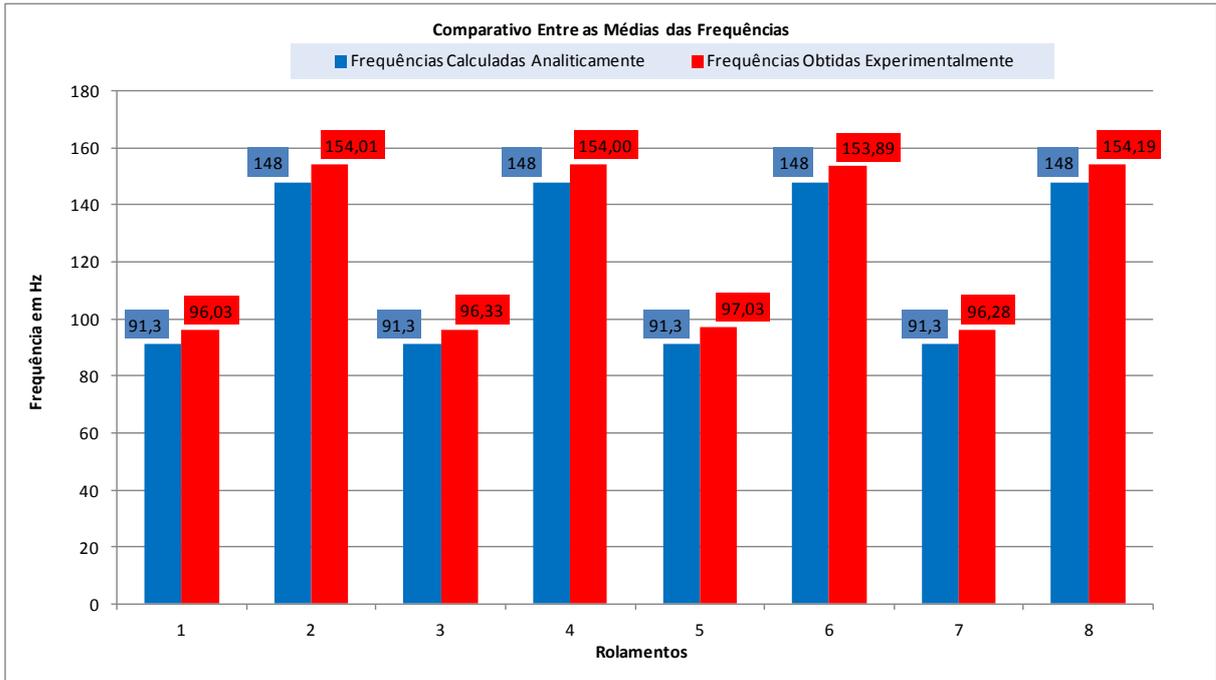


Figura 7.13 – Gráfico comparando as médias das frequências das amostras

A Figura 7.13 resume os que se encontra nas Tabelas 7.1, 7.2, 7.3 e 7.4, percebe-se que a média da frequência medida das amostras testadas e a frequência teórica calculada apresentam uma diferença individual sempre inferior a 8.1%. Caso se analise a média das frequências de todas as amostras testadas para a pista interna esta diferença é de 5,2% enquanto na pista externa esta diferença cai para 4.1%.

## 8 CONCLUSÕES

Como conclusão do trabalho apresentado pode-se citar que o método é eficiente para a detecção da frequência da falha, ou seja, através do método aplicado é possível afirmar que a falha se encontra na pista interna ou externa. Essa conclusão está baseada na avaliação de que o erro encontrado entre a frequência calculada algebricamente e a frequência encontrada nos ensaios não ultrapassa, em nenhum caso, a diferença de 8,1%. Com isso é possível isolar a frequência de falha das pistas interna e externa das outras frequências e ruídos.

O método não se mostrou eficiente para avaliação da amplitude do defeito, pois quando se aumenta o tamanho do defeito não se percebe a resposta esperada na amplitude da vibração. O efeito esperado é que quanto maior o defeito, maior é a amplitude da vibração. Esse fenômeno pode estar ligado ao tamanho do defeito gerado, uma vez que para grandes defeitos pode ocorrer uma instabilidade na distribuição das cargas internas dos rolamentos. Sempre se tem, no mínimo, três esferas suportando a carga e quando o defeito é muito “comprido” causa uma “queda” da esfera na falha, e as outras duas esferas, uma na frente e outra atrás da falha suporta a carga aplicada não sendo, assim, perceptível toda a amplitude causada pelo defeito.

A carga aplicada também não demonstrou ter influência direta na amplitude, pois em alguns ensaios, quando se aumentou a carga, a amplitude da vibração diminuiu.

A bancada de teste se mostrou capaz de realizar os testes, não apresentando nenhuma variação ou deformação ao longo do processo. Também não foi encontrada variação de temperatura dos mancais que suportam o eixo, o que prova que estão bem dimensionados e alinhados.

O mancal de ensaios atendeu as expectativas, pois proporcionou uma facilidade na geração dos testes, isso porque ficou fácil de trocar o rolamento de teste sem a necessidade de desmontar a bancada. Outro aspecto positivo é que em nenhum dos rolamentos testado ocorreu o escorregamento da pista exterior o que poderia tirar o rolamento da posição de teste, isso foi observado porque todos os rolamentos com falha na pista externa foram colocados com a falha no sentido da carga e ao final do ensaio a falha permaneceu na mesma posição.

Como esperado o acelerômetro na posição Y, sentido de aplicação da carga, mostrou uma maior amplitude em relação ao acelerômetro X, todos os ensaios.

O programa desenvolvido mostrou bom desempenho para a aquisição de dados e avaliação dos resultados, atendendo em totalidade o propósito para o qual foi desenvolvido.

Outra conclusão deste trabalho é que a bancada ficou versátil e prática de se operar, tendo um *set up* rápido e fácil, assim, proporciona agilidade nos testes e possibilita realizar grande número de testes em várias combinações em um curto espaço de tempo.

### 8.1 Sugestões para trabalhos futuros

Dentre as sugestões para trabalhos futuros, pode-se citar os seguintes itens:

- Avaliar a técnica no domínio da frequência *Cepstrum* para a detecção de falhas incipientes em rolamentos;
- Avaliar a técnica no domínio do tempo de valor *rms* associada à *kurtosis* para a detecção de falhas;
- Fazer um estudo sobre a adequação da intensidade dos valores das frequências características de falhas como indicativo de severidade do dano;
- Estudar danos em outros elementos do rolamento, como nas esferas ou na gaiola;
- Estudar o efeito nas frequências características de falha em rolamentos quando do aparecimento de mais de uma falha nas pistas;
- Melhoria do sistema da bancada com a aquisição de mais informações acerca do estado do rolamento durante o ensaio, como temperatura, próprio valor da força aplicada, frequência real de rotação do eixo etc.;
- Investigar o efeito de lubrificantes na minimização das vibrações e/ou mascaramento dos padrões de vibração por falha dos rolamentos;
- Executar ensaios acelerados de longa duração para falha em rolamentos e monitorar ao longo do ensaio até a sua falha completa, o estado de vibração, temperatura, rotação e ruído;
- Testar outros tamanhos de falha gerada para avaliar até onde é possível detectar a falha com precisão;
- Testar falhas menores para avaliar se a amplitude do defeito apresenta um resultado confiável;
- Variar a velocidade de ensaios para verificar a resposta do sistema em outras velocidades de teste;

- Causar um dano com eletro erosão no modelo “descascamento”, o que se aproxima mais da falha real, e avaliar a resposta do sistema;
- Calcular a vida teórica de um rolamento novo em condições severas de teste e verificar o surgimento da falha através de análise do espectro.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Abreu, R. D. A., Brito, J. N., Filho, P.C.L. **Diagnóstico de falha em rolamentos utilizando as técnicas de decomposição em Wavelet e Detecção de Envelope**. Congresso Ibero-americano e Engenharia Mecânica. Pp.1130-1138. Cuzco, Peru, Outubro 2007.

ABNT, **Associação Brasileira de Normas Técnicas**, NBR-5462:1994 Confiabilidade e manutenibilidade, Novembro, 1994.

Almeida, Márcio Tadeu. **Manutenção Preditiva**. Escola Federal de Engenharia de Itajubá. Itajubá – MG. 2006

Arato Junior, A. **Manutenção Preditiva: Usando análise de Vibrações**. Barueri: Manole, 2004.

Bezerra, R. A. **Detecção de Falhas em Rolamentos por Análise de Vibração**. Tese de Doutorado. Faculdade De Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, Campinas-SP, Brasil, julho de 2004.

Dias, A. S, Rodrigues, J. C., Ramalho, J. L. B., **Detecção de falhas em rolamentos através da análise de vibração**, 2009. <<http://www.ebah.com.br/content /ABAAAAlaEAC/deteccao-falhas-rolamentos-atraves-analise-vibracao>>. Acessado em 10/01/2012.

Dunton, T. A, **An Introduction to Time Waveform Analysis**, Universal technologies, Inc. <<http://www.unitechinc.com/pdf/IntroductiontoTimeWaveformAnalysis.pdf>> Internal Report. Acessado em 18/03/2012.

Fagundes, J. G., **Implementação de uma bancada de ensaios para identificação de falhas em rolamentos por monitoramento de vibrações**. Relatório Final de Bolsa de Iniciação Científica, 2011, Departamento de Engenharia Mecânica, UFRGS.

Feldeman, M. **Hilbert transform in vibration analysis**. Journal of Mechanical Systems and Signal Processing, V.25, 2011, pp.735-802.

Harris, T. A. **Rolling bearing analysis**, 3ed, New York, John Wiley & Sons, 1991, 991p.

Haykin, S. **An Introduction to Analog and Digital Communication**, New York, John Wiley & Sons, U.S.A., 1989, 652p.

Juvinall, R. C., Marshek, K. M., **Fundamentals of machine component design**, 2ed, New York, John Wiley & Sons, USA, 1991, pp. 305 – 322.

Mcfadden, P. D., Smith, J. D., **Model for The Vibration Produced By Single Point Defect in a Rolling Element Bearing**, Journal of Sound and Vibration , Vol. 96(1), pp. 69-81, 1984.

Mcfadden, P. D.; Smith, J. D., **The Vibration Produced By Multiple Point Defect in a Rolling Element Bearing**, Journal of Sound and Vibration , Vol. 98(2), pp. 263-273, 1985.

Mcfadden, P. D.; Smith, J. D., **Vibration Monitoring of Rolling Element Bearings by High Frequency Resonance Technique a Review**, Tribology International , Vol. 17(1), pp. 3-10, 1984.

Mendel, E., Rauber, T.W., Varejão, F.M.,Batista, R.J., **Rolling element bearing fault diagnosis in rotating machines of oil extraction rigs**, 17<sup>th</sup> European Signal Processing Conference Eusipco 2009, Glasgow, Scotland, pp.1602-1606, 2009.

Menna, A. R. 2007. “**Detecção de falhas em mancais de rolamento por análise de vibrações em banda larga: um caso prático de aplicação em uma população de equipamentos rotativos**”, Dissertação de Mestrado, PROMEC / UFRGS, Porto Alegre, Brasil.

Mesquita, L. A. A., Santiago, D.F.A., Bezerra, R.A., Miranda, U.A., Dias, M., Pederiva, R. “**Deteção de falhas em rolamentos usando transformadas tempo-frequência-comparação com análise de envelope.**”, Mecânica Computacional, Vol. 21, pp.1938-1954, Santa Fé, Argentina, outubro 2002.

Michalak, E. J., **Manutenção preditiva: análise de vibrações.** Mecatrônica Atual. Manutenção, <<http://www.mecatronicaatual.com.br/secoes/leitura/270>>. Acessado em 01/01/2011.

Mitchell, J. S., **Machinery Analysis and Monitoring**, Oklahoma: Penn Well Books, U.S.A., 1993, 566p.

Nepomuceno, L. X. **Técnicas de Manutenção Preditiva**, São Paulo, Editora Edgard Blücher, Brasil, 1999, pp. 410-498.

Randall, R. B.; **State of Art in Monitoring Rotating Machinery**; Part 1 and 2; Sound and Vibration Magazine; EUA, 38 no. 4 e 5, março e abril de 2004.

Randall, R. B.; Technical Bulletin. **Frequency Analysis**. Bruel & Kjaer, Dinamarca, Setembro de 1987.

Rao, S. S.; **Mechanical Vibrations** – 4th Edition, Pearson Pertince Hall, New Jersey – USA, 2004

Santos, D. A. **Deteção de falhas em rolamentos através da análise de vibração.** <[http://www.ebah.com.br/content/ABAAAAlaEAC/deteccao-falhas-rolamentos-atraves da análise de vibração](http://www.ebah.com.br/content/ABAAAAlaEAC/deteccao-falhas-rolamentos-atraves_da_analise_de_vibração)>. Acessado em 18/03/2012

SKF Reliability Systems - **Acceleration Enveloping in Paper Machines**, Application notes CM3024, <[http://prmech.ru/pub/catalogues/skf/data/examples\\_of\\_application/pulp\\_and\\_paper\\_industry/056729\\_acceleration\\_in\\_paper\\_machines.pdf](http://prmech.ru/pub/catalogues/skf/data/examples_of_application/pulp_and_paper_industry/056729_acceleration_in_paper_machines.pdf)>. Acessado em 18/03/2012.

SKF, Technical Bulletin, **Bearing failures and their causes**, Product information 401, 2001.

Sobrinho, E. R., **Manutenção em Mancais de Rolamentos**, SENAI, Sorocaba, SP, Junho, 2009. <<http://www.ebah.com.br/content/ABAAAAObkAD/rolamentos>> Acessado em 10/02/2012.

Tandon, N., Choudhury, A. **A review of vibration and acoustic measurement methods for the detection of defects in rolling element bearings**. International Journal of Tribology, V.32, Issue8, pp.469-480, 1999.

Vescovi, O. L. D. 2000. “**Demodulação de Amplitude Através da Transformada de Hilbert Como Ferramenta de Diagnóstico de Mancais de Rolamento em Uma População de Equipamentos Rotativos**”, Dissertação de Mestrado, PROMEC / UFRGS, Porto Alegre, Brasil.

# ANEXO A

## Piezoelectric Accelerometer Charge Accelerometer — Type 4381, 4381 S and 4381 V

### FEATURES

- General purpose
- High sensitivity
- Low-level, low-frequency measurements



### Description

Type 4381 is a piezoelectric, DeltaShear<sup>®</sup>, Unigain<sup>®</sup> accelerometer with side connector. Type 4381 features 10–32 UNF receptacle for output connection and can be mounted on the object by means of a 10–32 UNF threaded steel stud.

### Calibration

The sensitivity given in the calibration chart has been measured at 159.2 Hz and an acceleration of 10 g. For 99.9% confidence level, the accuracy of the factory calibration is ±2%.

### Characteristics

This piezoelectric accelerometer may be treated as a charge source. Its sensitivity is expressed in terms of charge per unit acceleration (pC/g).

The DeltaShear design involves three piezoelectric elements and three masses arranged in a triangular configuration around a triangular centre post. The ring prestresses the piezoelectric elements to give a high degree of linearity. The charge is collected between the housing and the clamping ring. The piezoelectric element used is a PZ 23 lead zirconate titanate element. The housing material is titanium.

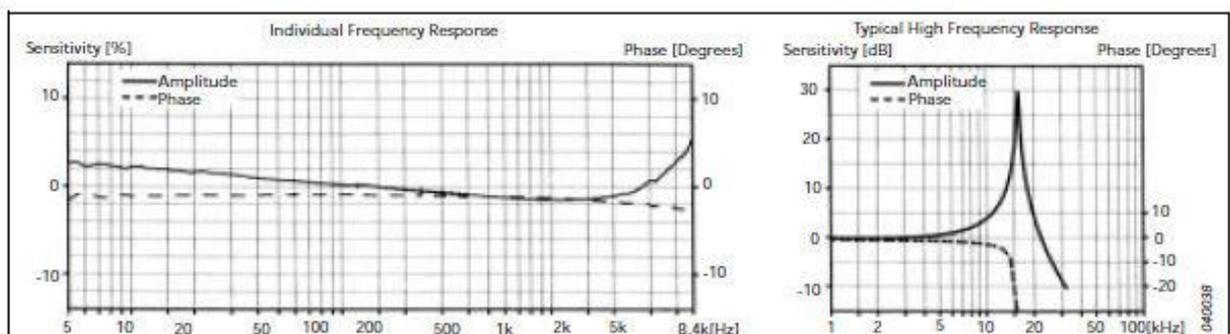
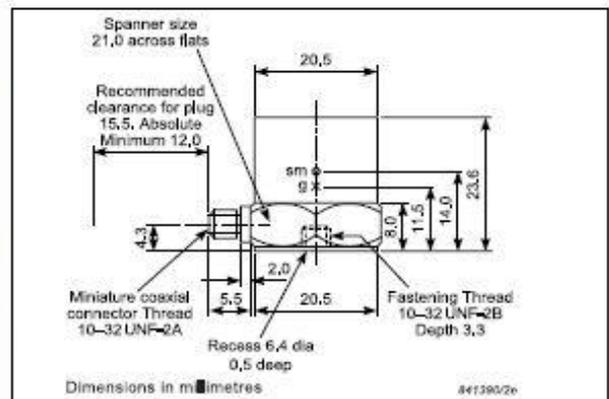


Fig. A-1 - Especificações do Acelerômetro Brüel & Kjaer 4381.

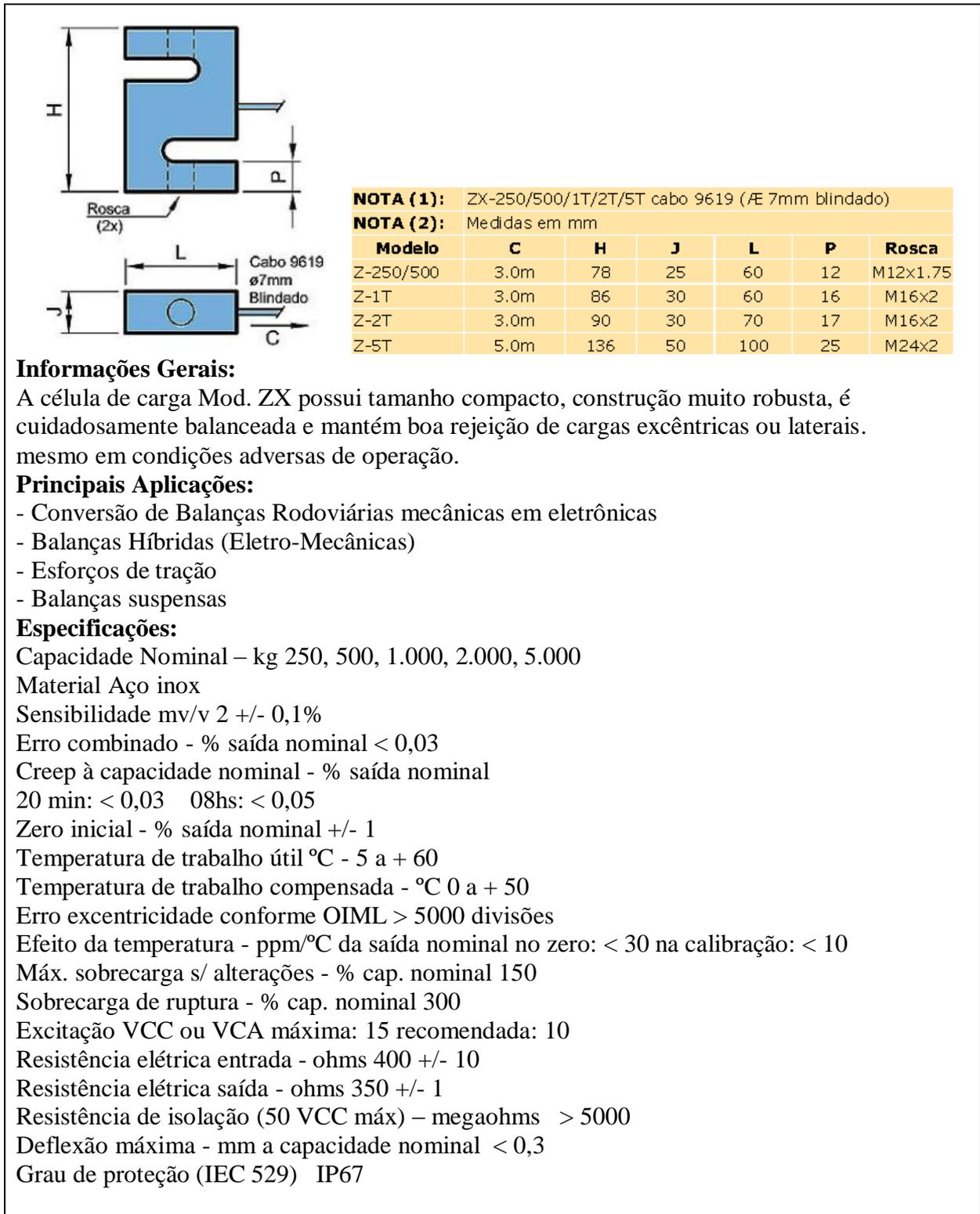


Fig. A-2 - Especificações da célula de Carga HBM Z-500.