

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

TESE DE DOUTORADO

**Análises Estatísticas e Reconhecimento de
Padrão Aplicados em Diagnósticos de Defeitos
em Rolamentos Através da Análise de Vibração**

Autor: Fabiano Ribeiro do Vale Almeida.

Orientador: Prof. Dr. Márcio Tadeu de Almeida.

Co-Orientador: Prof. Dr. André Garcia Chiarello.

Itajubá, Abril de 2007.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

TESE DE DOUTORADO

**Análises Estatísticas e Reconhecimento de
Padrão Aplicados em Diagnósticos de Defeitos
em Rolamentos Através da Análise de Vibração**

Autor: Fabiano Ribeiro do Vale Almeida.

Orientador: Prof. Dr. Márcio Tadeu de Almeida.

Co-Orientador: Prof. Dr. André Garcia Chiarello.

Curso: Doutorado em Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Projeto e Fabricação

Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica como parte dos requisitos para obtenção do Título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Itajubá, Abril de 2007.

MG – Brasil

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Mauá –
Bibliotecária Jacqueline Balducci- CRB_6/1698

A447a

Almeida, Fabiano Ribeiro do Vale.

Análises Estatísticas e Reconhecimento de Padrão
Aplicados em Diagnósticos de Defeitos em Rolamentos
Através da Análise de Vibração / Fabiano Ribeiro do Vale
Almeida – Itajubá, (MG) : UNIFEI, 2007.

111 p. : il.

Orientador: Prof. Dr. Márcio Tadeu de Almeida

Co-Orientador: Prof. Dr. André Garcia Chiarello

Tese (Doutorado) – Universidade Federal de Itajubá.

1. Vibração. 2. Rolamento. 3. Reconhecimento de Padrão.
4. Projeto de Experimentos (DOE). I. Almeida, Márcio Tadeu,
orient. II. Chiarello, André Garcia, co-orient. III. Universidade
Federal de Itajubá. IV. Título.

CDU 531.14(043)

This document was created with Win2PDF available at <http://www.win2pdf.com>.
The unregistered version of Win2PDF is for evaluation or non-commercial use only.
This page will not be added after purchasing Win2PDF.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
INSTITUTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

TESE DE DOUTORADO

**Análises Estatísticas e Reconhecimento de
Padrão Aplicados em Diagnósticos de Defeitos
em Rolamentos Através da Análise de Vibração**

Autor: Fabiano Ribeiro do Vale Almeida.

Orientador: Prof. Dr. Márcio Tadeu de Almeida.

Co-Orientador: Prof. Dr. André Garcia Chiarello.

Composição da Banca Examinadora:

Prof. Dr. Nazem Nascimento - FEG/UNESP (1º Examinador)

Prof. Dr. Mauro Hugo Mathias - FEG/UNESP (2º Examinador)

Prof. Dr. Vilmar Arthur Schwarz – IEM/UNIFEI (3º Examinador)

Prof. Dr. Sebastião Carlos da Costa - IEM/UNIFEI (4º Examinador)

Prof. Dr. Márcio Tadeu de Almeida - IEM/UNIFEI (5º Examinador - Orientador)

Prof. Dr. Wlamir Carlos de Oliveira – IEM/UNIFEI (Moderador)

Prof. Dr. André Garcia Chiarello - IEM/UNIFEI (Co-Orientador)

Dedicatória

*Dedico este trabalho com todo carinho aos meus queridos pais – **Márcio e Sandra.***

Agradecimentos

Em primeiro lugar a Deus, fonte da vida e da graça, que permitiu que eu atingisse o objetivo de realizar este trabalho e me ensinou o caminho do bem.

Ao meu orientador Prof. Dr. Márcio Tadeu de Almeida, que jamais deixou de me incentivar.

Agradeço pela minha vida, minha inteligência, minha família, minha noiva Fabiana e meus amigos.

Aos professores e funcionários pelas colaborações prestadas.

Ao Instituto de Engenharia Mecânica da UNIFEI, representado pelos seus dedicados Professores e Funcionários, pela oportunidade que me concedeu na realização deste trabalho, e aos amigos desse Instituto, pelo convívio profissional.

À CAPES, através do Programa de bolsas, pelo apoio financeiro.

A todos que colaboraram, direta ou indiretamente para a conclusão deste trabalho.

“A maior chance que a vida nos dá é a oportunidade de trabalhar e realizar todos os nossos sonhos”.

Resumo

Almeida, F. R. V. (2007), *Análises estatísticas e reconhecimento de padrão aplicados em diagnósticos de defeitos em rolamentos através da análise de vibração*. Tese (Doutorado em Projeto e Fabricação) - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá (UNIFEI), Itajubá.

O objetivo principal desta tese de doutorado é desenvolver uma pesquisa com aplicação da técnica de Reconhecimento de Padrão em diagnósticos de defeitos em rolamentos através da Análise de Vibrações. Como parte desta pesquisa também foi usada a técnica de Projetos de Experimentos (DOE), incluindo o Método Fatorial com o objetivo de aplicação experimental.

A pesquisa investiga se a variação dos parâmetros como rotação, carga e lubrificante (lubrificação) e a combinação entre eles são significativas nas respostas de vibrações (amplitudes em pico), através do Método Fatorial. Esta técnica também mostrou qual o parâmetro (carga, lubrificante/lubrificação e rotação) ou a combinação entre eles influenciou mais significativamente a amplitude do sinal de vibração.

Também foram analisados, quais os parâmetros estatísticos como RMS, Pico, Fator de Defeito, Fator de Crista, Fator de Forma, Fator de Folga, Curtose são mais sensíveis à variação da rotação e carga, com o intuito de reduzir o espaço padrão na aplicação da técnica de Reconhecimento de Padrão.

Depois aplicou-se a técnica de Reconhecimento de Padrão para o reconhecimento automático do defeito do rolamento através da Análise de Vibração.

A análise experimental foi realizada no laboratório de Vibrações e Acústica da Universidade Federal de Itajubá, utilizando os métodos mencionados acima.

Esta pesquisa poderá ser futuramente implementada em um sistema on-line para medidas e diagnósticos de defeitos em rolamentos.

Palavras chaves:

Vibração, Projeto de Experimentos (DOE), Reconhecimento de Padrão, Rolamento.

Abstract

Almeida, F. R. V. (2007), *Statistical Analysis and pattern recognition applied in diagnoses of bearings defects through the vibration analysis*. Doctor's Degree - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá (UNIFEI), Itajubá

The main objective of this doctor's degree thesis is to develop a research based on the technique of Pattern Recognition in diagnoses of defects in bearings, through the Vibration Analysis. As part of this research, the technique of Design of Experiments (DOE) was also used, including the Factorial Design with the objective of experimental confirmation.

This research investigates whether the variation of parameters such as rotation, load and lubrication or the interaction among them is significant in the response of vibrations (amplitude in peak) through the Factorial Design. This technique also showed which parameter (load, lubrication and rotation) or any interaction among them, influenced more significantly the amplitude of the vibration signal.

Statistical parameters like RMS, Peak, Defect Factor, Crest Factor, Shape Factor, Impulse Factor and Kurtosis were also analyzed, to see which is more sensitive to the variation of the rotation and load, with the purpose of reducing the pattern space in the application of the Pattern Recognition technique.

After that, the technique of Pattern Recognition was applied for the automatic recognition of the bearings defects through the Vibration of Analysis.

The experimental analysis was accomplished in the Vibration and Acoustics Laboratory of the Universidade Federal de Itajubá by using the above mentioned methods.

This research can be, in the future, implemented in a on-line system for measurement and diagnoses of defects in bearings.

Keywords:

Vibration, Design of Experiments (DOE), Pattern Recognition, Rolling Contact Bearings.

SUMÁRIO

SUMÁRIO	i
LISTA DE FIGURAS	v
LISTA DE TABELAS	viii
LISTA DE SÍMBOLOS	ix
LISTA DE ABREVIATURAS	xiii
CAPÍTULO 1	1
INTRODUÇÃO	1
1.1 OBJETIVOS E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA DE ANÁLISE DE VIBRAÇÕES EM MANCAIS DE ROLAMENTOS	1
1.2 PROJETO DE EXPERIMENTOS (DOE) APLICADOS NA ANÁLISE DE VIBRAÇÃO DE DEFEITOS EM ROLAMENTOS.....	3
1.3 RECONHECIMENTO DE PADRÃO APLICADO EM ANÁLISE DE VIBRAÇÕES EM DEFEITOS DE ROLAMENTOS	4
CAPÍTULO 2	7
VIBRAÇÃO NOS ROLAMENTOS E SUAS FREQUÊNCIAS TÍPICAS	7
2.1 INTRODUÇÃO	7
2.2 RESPOSTA DINÂMICA AOS DANOS	8
2.3 EFEITOS DO PERCURSO DE TRANSMISSÃO E PROPAGAÇÃO DA FORÇA	9
2.4 VIBRAÇÃO E RUÍDO EXTERNO	10
2.5 MEDIÇÃO DAS VIBRAÇÕES	10
2.6 CINEMÁTICA DOS ROLAMENTOS	11
2.6.1 Cinemática dos Mancais de Rolamento	11
2.7 SINAIS VIBRATÓRIOS CARACTERÍSTICOS DE ROLAMENTOS	16
2.7.1 Introdução	16
2.7.2 Técnicas em Domínio de Tempo	16

2.7.3 Parâmetros Estatísticos para Análise de Vibrações no Tempo em Rolamentos	18
2.8 CONCLUSÕES	24
CAPÍTULO 3	25
PROJETO DE EXPERIMENTOS (DOE) APLICADO EM DIAGNÓSTICOS DE DEFEITOS EM ROLAMENTOS ATRAVÉS DA ANÁLISE DE VIBRAÇÕES	25
3.1 INTRODUÇÃO	25
3.2 PROJETO DE EXPERIMENTOS (DOE)	26
3.3 FATORES DE RUÍDO	27
3.4 SINAL ROBUSTO	27
3.5 DETERMINANDO A ROBUSTEZ	28
3.6 MÉTODO DO PLANEJAMENTO FATORIAL	28
3.7 MÉTODO DE PLANEJAMENTO FATORIAL COM TESTE PRÁTICO .	29
3.8 CÁLCULO DOS EFEITOS PRINCIPAIS	31
3.9 SIGNIFICÂNCIA DOS FATORES	33
3.10 INTERAÇÃO	37
3.11 PASSOS PARA ANÁLISE	40
3.12 CONCLUSÃO	41
CAPÍTULO 4	42
RECONHECIMENTO DE PADRÃO APLICADOS EM DIAGNÓSTICOS DE DEFEITOS EM ROLAMENTOS ATRAVÉS DA ANÁLISE DE VIBRAÇÕES	42
4.1 INTRODUÇÃO	42
4.2 TEORIA E METODOLOGIA DO RECONHECIMENTO PADRÃO	46
4.3 ESPAÇO MEDIDO	46
4.4 ESPAÇO PADRÃO	47
4.5 ESPAÇO CARACTERÍSTICO (ESPECÍFICO)	49

4.6 ESPAÇO CLASSIFICADO	50
4.7 RECONHECIMENTO DE PADRÃO DOS PARÂMETROS ESTATÍSTICOS	50
4.8 SELEÇÃO DO ESPAÇO PADRÃO	51
4.9 SELEÇÃO DO ESPAÇO PADRÃO REDUZIDO	55
4.10 SELEÇÃO DO ESPAÇO CARACTERÍSTICO (ESPECÍFICO)	55
4.10.1 Origem Específica	55
4.11 TRANSFORMAÇÃO INTERMEDIÁRIA	56
4.12 FORMAÇÃO DO ESPAÇO CLASSIFICADO	58
4.13 CONCLUSÕES	61
CAPÍTULO 5	62
ANÁLISE EXPERIMENTAL	62
5.1 INTRODUÇÃO	62
5.2 ESQUEMA DO BANCO DE ENSAIO, DESCRIÇÃO DO ENSAIO E ANÁLISE EXPERIMENTAL	63
5.3 PROJETO DE EXPERIMENTOS (MÉTODO FATORIAL)	69
5.4 ANÁLISES DE TENDÊNCIAS	75
5.5 RECONHECIMENTO DE PADRÃO	78
5.6 COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES	88
5.7 CONTRIBUIÇÕES DO PRESENTE TRABALHO	90
5.8 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	92
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	93
ANEXO A	103
MÉTODO DE CLUSTER (MULTIVARIADA NÃO SUPERVISIONADA)	103
A.1 INTRODUÇÃO	103

A.1.1 Medidas de Similaridade ou Método Hierárquico de Agrupamento	104
A.1.2 Encadeamento Simples ou Distância Mínima	106
A.1.3 Exemplo Aplicando o Método de Distância Mínima	107
A.2 EXEMPLO PRÁTICO E CONCLUSÃO	110

LISTA DE FIGURAS

CAPÍTULO 2

Figura 2.1- Relações geométricas e velocidades de um rolamento de uma carreira de esferas	11
Figura 2.2- Motor de corrente contínua	17
Figura 2.3- Sinal no tempo em aceleração de um motor de corrente contínua com defeito na pista externa	17
Figura 2.4- Sinal no tempo em aceleração mostrando impactos na pista externa (zoom)	18
Figura 2.5- Rolamento com defeito na pista interna (Almeida e Almeida, 2003).....	20
Figura 2.6- Rolamento com defeito na pista interna (Almeida e Almeida, 2003).....	21

CAPÍTULO 3

Figura 3.1- Codificação dos dados	29
Figura 3.2- Conjunto motor-bomba	30
Figura 3.3- Dados dos experimentos fatoriais	31
Figura 3.4- Efeito do fator A	32
Figura 3.5- Não há efeito do fator A	32
Figura 3.6- Programa de distribuição de t-Student	35
Figura 3.7- Dados de experimentos fatoriais	36
Figura 3.8- Gráfico de pareto	36
Figura 3.9- Gráfico de interação (retas paralelas)	37
Figura 3.10- Gráfico de interação (retas se cruzam)	38
Figura 3.11- Regra para atribuir os sinais	39
Figura 3.12- Gráfico de interação do teste prático	40

CAPÍTULO 4

Figura 4.1- Agrupamento dos pontos em função da distância mínima	59
--	----

Figura 4.2- Curvas de limite separando duas classes (superfície de decisão)	60
Figura 4.3- Funções discriminantes e seu classificador	60
CAPÍTULO 5	
Figura 5.1- Equipamento (parte experimental)	64
Figura 5.2- Equipamento (parte experimental)	64
Figura 5.3- Dispositivo de carga	65
Figura 5.4- Acelerômetro e mancal onde foram trocados o rolamento e o lubrificante	65
Figura 5.5- Medidor de carga e amplificador	66
Figura 5.6- Placa de aquisição da National Instruments	66
Figura 5.7- Mancal com lubrificação por banho de óleo	67
Figura 5.8- Experimentos fatoriais	70
Figura 5.9- Programa de distribuição de t-Student	70
Figura 5.10- Gráfico de pareto	71
Figura 5.11- Gráfico de interação (rotação e lubrificante/lubrificação)	72
Figura 5.12- Gráfico de interação (rotação e lubrificante/lubrificação)	72
Figura 5.13- Gráfico de interação (rotação e carga)	73
Figura 5.14- Gráfico de interação (rotação e carga)	73
Figura 5.15- Gráfico de interação (lubrificante/lubrificação e carga)	74
Figura 5.16- Gráfico de interação (lubrificante/lubrificação e carga)	74
Figura 5.17- Gráfico de tendência, carga 2000 N	76
Figura 5.18- Gráfico de tendência para 1790 rpm	77
Figura 5.19- Gráfico de tendência para 590 rpm	78
Figura 5.20- Cálculo das frequências de defeitos	80

Figura 5.21- Rolamento com defeito na pista externa – classe K3	80
Figura 5.22- Sinal no tempo em aceleração – classe K3	81
Figura 5.23- Rolamento com defeito na pista interna – classe K2	81
Figura 5.24- Sinal no tempo em aceleração – classe K2	82
Figura 5.25- Rolamento sem defeito – classe K1	82
Figura 5.26- Sinal no tempo em aceleração	83
Figura 5.27- Rolamento com defeito nos elementos rolantes – classe K4	83
Figura 5.28 Sinal no tempo em aceleração	84
Figura 5.29- Gráfico de dispersão do espaço característico	84
Figura 5.30- Gráfico de dispersão do espaço característico intermediário	85
Figura 5.31- Gráfico de dispersão do espaço classificado	86
Figura 5.32- Gráfico de dispersão do espaço característico com o novo rolamento classe K7	86
Figura 5.33- Gráfico de dispersão do espaço característico intermediário com o novo rolamento (com defeito) – classe K7	87
Figura 5.34 Gráfico de dispersão do espaço classificado com o novo rolamento (com defeito) – classe K7	87
ANEXO A	
Figura A.1- Exemplo de diagrama de árvore ou dendograma	104
Figura A.2- Método da distância mínima	105
Figura A.3- Distância inter-cluster (dissimilaridade) para (a) encadeamento simples, (b) encadeamento completo, e (c) encadeamento médio	106
Figura A.4- Dendograma de encadeamento simples para distâncias entre cinco objetos	110
Figura A.5- Diagrama de árvore ou dendograma da parte experimental do quinto capítulo (para duas classes e o vetor novo)	111

LISTA DE TABELAS

CAPÍTULO 2

Tabela 2.1- Resumo das equações gerais de frequência de defeito do rolamento	15
Tabela 2.2- Parâmetros estatísticos em domínio de tempo em várias faixas de Frequência (Almeida e Almeida, 2003)	22

CAPÍTULO 3

Tabela 3.1- Dados para os experimentos	30
--	----

CAPÍTULO 5

Tabela 5.1- Dados da placa de aquisição, software e aquisição de dados	67
Tabela 5.2- Dados do sensor (acelerômetro)	68
Tabela 5.3- Dados do amplificador e dispositivo de carga	68
Tabela 5.4- Dados do equipamento	68
Tabela 5.5- Dados para os experimentos	69
Tabela 5.6- Condições para análise de tendência	75
Tabela 5.7- Condições para análise de tendência	76
Tabela 5.8- Condições para análise de tendência	77
Tabela 5.9- Condições das classes dos rolamentos	79

ANEXO A

Tabela A.1- Classes e dados medidos	110
---	-----

LISTA DE SÍMBOLOS

CARACTERES ALFABÉTICOS

A	constante [1]
a	vetor no espaço padrão
a_i	amplitude
a_j	amplitude
b	vetor no espaço padrão
C	espaço classificado
c	vetor no espaço padrão
D	diâmetro primitivo do círculo do rolamento [mm]
D_i	diâmetro da pista interna [mm]
D_o	diâmetro da pista externa [mm]
D	fator dos materiais
DP(efeito)	desvio padrão do efeito
$d(x, y)$	distância euclidiana (função distância)
D	matriz dissimilaridade
f_c	freqüência da gaiola (freqüência rotacional da gaiola) [Hz]
f_{ri}	freqüência de rotação da pista interna [Hz]
f_{ro}	freqüência de rotação da pista externa [Hz]
F	espaço característico
f_s	desbalanceamento do eixo [Hz]
f_0	freqüência da oscilação amortecida de ondulação [Hz]
$g_k(x_f)$	função discriminante
$g_j(x_f)$	função discriminante

$g_i(x_f)$	função discriminante
H_0	efeito fatorial
i	número imaginário [1]
j	número imaginário [1]
k	número de Fatores
K	classes
L	dimensão do espaço
M	espaço medido
M_k	número de dados do vetor protótipo
M_r	momento
N	pontos ou dados
N	número de pontos medidos
N_d	número total de conjuntos de dados
N	número de níveis dos fatores
n	número de réplicas
P	espaço padrão
$q_m^{(k)}$	vetor protótipo do espaço medido
r	ordem do momento
s	fator de escala
S^2	variância
S	vetor do espaço medido
S/R	relação sinal/ruído
T	período [s]
t	tempo [s]

t_{CALC}	critério para testar a hipótese
t_V	graus de liberdade
U	vetor
V_i	velocidade tangencial da pista interna [m/seg]
V_o	velocidade da pista externa [m/seg]
V_c	velocidade tangencial da gaiola [m/seg]
Variância(efeito)	variância do efeito
V	vetor
$W^{(k)}$	matriz diagonal
\bar{X}	média
x_p	vetor do espaço padrão
\bar{x}	valor médio do sinal no tempo
x_f	vetor do espaço característico
x'_f	vetor do espaço característico intermediário
$Y_{i j}$	j-ésima replicação da i-ésima combinação dos fatores
$y_{pm}^{(k)}$	vetor protótipo do espaço padrão
$y_{fm}^{(k)}$	vetor protótipo do espaço característico
$y'_{fm}^{(k)}$	vetor protótipo do espaço característico intermediário
\bar{y}_r	tipo de variância
$Y^{(k)}$	matriz formado pelo protótipo
Z	número de elementos rolantes

CARACTERES ALFABÉTICOS

α	ângulo de contato operacional
ϕ_i	fase
θ	fase
σ	largura da modulação
σ_1^2	variância da primeira variável
σ_2^2	variância da segunda variável
ω_i	velocidade angular da pista interna [rad/s]
ω_o	velocidade angular da pista externa [rad/s]
ω_i	i-ésimo componente de frequência na faixa de passagem

LISTA DE ABREVIATURAS

RMS	root mean square (valor médio quadrático)
Mfrms	raiz media de filtro casado
Rdo	RMS da diferença espectral
BPII	frequência de passagem da esfera na pista interna [Hz]
BPII	frequência de defeito da pista interna [Hz]
BPFO	frequência de passagem de esfera na pista externa [Hz]
BPFO	frequência de defeito da pista externa [Hz]
BSF	frequência de rotação da esfera [Hz]
f_{BPII}	frequência de rotação dos elementos rolantes em relação a pista interna [Hz]
f_{BSF}	frequência de giro dos elementos rolantes [Hz]
f_{BPFO}	frequência de rotação dos elementos rolantes em relação a pista externa [Hz]

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

1.1 OBJETIVOS E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA DE ANÁLISE DE VIBRAÇÕES EM MANCAIS DE ROLAMENTO

A análise de vibrações tem sido usada como uma ferramenta que monitora as condições vibratórias para detecção e diagnóstico de falhas em mancais de rolamento.

O estado da arte evidencia as várias pesquisas que têm sido feita através dos anos, buscando cada vez mais conhecer as técnicas de análise de vibrações em mancais de rolamento. O problema de defeitos em rolamentos ocorre em diversos equipamentos rotativos prejudicando a produção e principalmente aumentando os custos das empresas. O estudo desse assunto motivou ao desenvolvimento de novas técnicas para identificação de defeitos em rolamentos através da análise de vibrações para sistemas on-line, as várias pesquisas e também a realização desse trabalho.

Existem vários fatores importantes fatores que influenciam a vibração dos mancais, uma boa descrição dos mesmos (Houser e Drosjack, 1973), apresentam uma discussão abrangente sobre mancais de rolamento, suas frequências rotacionais, os modos de falhas, frequências de ressonância e várias técnicas de análise de vibrações. As técnicas mais comuns usadas incluem aquelas nos domínios do tempo e frequência, podendo abranger outras como RMS, fator de crista, fator de defeito, filtragem de passa

faixa antes da análise, análise de cepstrum, análise de envelope de faixa estreita, métodos de pulsos de choque (PeakVue, Spike, BCU, Reban etc), Curtose, Wavelet e outros. É interessante salientar que estas técnicas continuam a ser usadas e têm sido desenvolvidas nas últimas décadas para detecção e diagnóstico de falhas em mancais de rolamento.

Muitos dos primeiros trabalhos sobre dinâmica de mancais de rolamento e análise de vibração foram realizadas pela empresa Mechanical Technology Inc., Latham, situada na cidade de New York. Eles foram os primeiros a desenvolver a análise de envelope de faixa estreita, originalmente chamada Técnica de Ressonância de Alta Freqüência (Darlow; Badgley e Hogg, 1974). A análise de envelope é amplamente reconhecida como sendo a melhor abordagem para a maioria dos diagnósticos em mancais de máquinas rotativas (Chivers e Gadd, 1986; Kiral e Karagulle, 2003; Almeida e Almeida, 2004; Kiral e Karagulle, 2006), mesmo em ambientes com ruído.

Modelos dinâmicos abrangentes e complexos de mancais têm sido desenvolvidos, como por exemplo Gupta (1975 a 1990), com base nas equações generalizadas de movimento para os elementos rolantes, gaiolas e pistas.

Os modelos dinâmicos incluem efeitos como a interação dos elementos rolantes e pistas, interação dos elementos rolantes e gaiolas, interação da gaiola e pistas, da lubrificação, propriedades do material dos componentes do mancal, condições de trabalho como velocidade, carga, desalinhamento e pré-cargas. Os modelos mais avançados (Gupta, 1984) também são capazes de lidar com as imperfeições geométricas como variações no tamanho do elemento rolante, curvatura da pista, desequilíbrio dos elementos do rolamento, geometria da gaiola e outros, permitindo que vários defeitos nos rolamentos sejam simulados.

A vida dos rolamentos em relação à fadiga é determinada por uma variedade de fatores, incluindo propriedades do material, propriedades do lubrificante, velocidade, carga, tamanho, número de elementos rolantes e outros. Muitas melhorias têm sido feitas nos materiais dos componentes dos mancais e no processamento em particular, resultando em um aumento da vida, da confiabilidade do rolamento e na capacidade em operar com velocidades mais altas.

Um grande número de técnicas de processamento de sinais de vibração para monitorar as condições vibratórias dos mancais de rolamento cobre uma ampla faixa de máquinas rotativas, como motores, turbinas, ventiladores, máquinas de papel, laminadores, máquinas ferramentas e outros.

O monitoramento das condições vibratórias pode ser dividida em três áreas principais: detecção, diagnóstico e prognóstico. A detecção ocorre com uma alteração nas condições vibratórias, mecânicas e elétricas da máquina. O diagnóstico determina a localização e o tipo da falha, e o prognóstico envolve a estimativa da vida restante do rolamento danificado.

As seguintes metodologias foram utilizadas para determinar a influência de defeitos em rolamentos nas características de vibração dos mesmos.

1. 2 PROJETO DE EXPERIMENTOS (DOE) APLICADOS NA ANÁLISE DE VIBRAÇÃO DE DEFEITOS EM ROLAMENTOS

O projeto de experimento é uma técnica relativamente antiga, sendo posteriormente incrementada por importantes pesquisadores na área de estatística como Box, Hunter e Taguchi (1978).

Desenvolvendo pesquisa no Rothamsted Agricultural Experiment Station, em Londres, Sir Ronald A. Fisher, foi inovador no uso dos métodos estatísticos e da análise de dados. Em 1933, levou seu trabalho para a Universidade de Londres, onde o DOE foi aplicado em experimentos agrícolas e em ciências biológicas, tendo alcançado enorme sucesso. A primeira aplicação prática do DOE foi em 1930, na British Textile. Depois da segunda Guerra Mundial, o DOE foi introduzido na indústria química e nos processos industriais de empresas nos Estados Unidos e Europa. O interesse crescente pelo DOE ocorreu também no Brasil e no resto do mundo, permitindo que as organizações aumentassem em muito a sua produtividade com a utilização desta ferramenta.

Embora, originalmente, tenha sido utilizado em experimentações agrícolas, este conjunto valoroso de técnicas tem aplicações nos mais diversos campos do conhecimento, tais como Medicina e a Psicologia (Mcamara e Healy, 1995; Muller-Gass e Campbell, 2002); a Toxicologia (Durig e Fassih, 1993; Bois, 2001); Neurociências (Guanaraj e Murugan, 2000; Lin e Chou, 2002); Ciências Sociais (Masui e Decorte, 1999) e muitas outras.

Tal metodologia consolida o DOE como uma das mais importantes ferramentas da fase de melhoria. O DOE é utilizado basicamente de duas formas: como projeto exploratório, para determinar dentro de um grande número de variáveis (X) que podem

influenciar uma ou mais respostas (Y), aquelas variáveis realmente significativas que deveriam ser levadas adiante em um estudo mais complexo; como projetos fatoriais, para determinar a função de transferência entre os poucos X's vitais e a resposta Y (Rasis; Howard e Popovich, 2002). O estudo de projeto de experimentos também foi aplicado no estudo de minimização de erro nas medições de concentração de emulsões (Paiva, 2004) e em Análise de Vibrações (Almeida e Almeida, 2006c).

O terceiro capítulo apresenta um estudo e aplicação da técnica de Projeto de Experimentos (DOE) incluindo o método do Planejamento Fatorial para diagnósticos de defeitos em rolamentos através da Análise de Vibrações. Também mostra um programa computacional desenvolvido, onde será implementada a técnica de Projeto de Experimentos (Método Fatorial), e com isso serão investigados os fatores que podem contribuir para a alteração dos níveis e sinais de vibrações.

1.3 RECONHECIMENTO DE PADRÃO APLICADO EM ANÁLISE DE VIBRAÇÕES EM DEFEITOS DE ROLAMENTOS

As falhas dos mancais de rolamento de máquinas rotativas podem causar tanto danos pessoais quanto perdas econômicas. Desta forma, há uma clara necessidade de métodos não-destrutivos, como a análise de vibrações para a previsão de defeitos em rolamentos, com antecedência suficiente para se poder aguardar substituições dos rolamentos até uma próxima parada programada de manutenção da máquina.

Esta metodologia genérica para diagnóstico de falhas de mancais de rolamentos através das técnicas de reconhecimento de padrão usa o processamento de sinais para a extração das características dos sinais medidos de vibrações em aceleração no domínio do tempo para rolamentos com e sem defeitos. O método proposto tem a vantagem de lidar com a complexidade de efeitos presentes nos sinais de vibração de rolamentos com e sem defeitos.

O quarto capítulo apresenta o desenvolvimento do Método de Reconhecimento de Padrão, com a teoria matemática para a transformação do modelo espaço medido composto de várias medidas de vibrações em rolamentos com e sem defeitos para o modelo padrão com dimensão finita. Em seguida também será feita uma transformação em um espaço característico (específico) e posteriormente uma outra transformação, que

resultará em um modelo de espaço classificado. No espaço característico serão utilizados os parâmetros estatísticos mais sensíveis a rotação e carga, sendo estes selecionados para a forma de modelo espaço característico, em duas dimensões.

A transformação característica intermediária tem o objetivo de agrupar os dados de diferentes defeitos dos rolamentos, em diferentes regiões do espaço característico através da Técnica de Diagonalização, e depois construir o espaço classificado pela função Discriminante Linear (Distância Mínima Euclidiana aplicando funções Discriminantes Lineares) ou pelo Método não Supervisionado (Método de Cluster), (Andrew, 1972; Kohn, 1998; Xi; Sun e Krishnappa, 2000; Webb, 2002; Barroso, 2003; Johnson e Wichern, 2004; Sun et al., 2004; Ericsson et al., 2005; Almeida e Almeida, 2005a; Antonini et al., 2006). O Método de Cluster será visto no anexo A. Desta forma, o espaço classificado será treinado com os dados dos rolamentos com seus respectivos defeitos sendo isto visualizado através dos gráficos de dispersões usando as medidas de vibrações em aceleração no tempo, para diferentes classes de defeitos dos rolamentos. Também será desenvolvido um programa computacional com a implementação da Técnica de Reconhecimento de Padrão.

O quinto capítulo descreve a parte experimental da presente pesquisa. Para esta parte experimental foi construída uma máquina de teste no Laboratório de Vibrações e Acústica da Universidade Federal de Itajubá; onde foram realizados os experimentos.

Com a aquisição dos sinais, serão estudados os sinais no tempo e espectros de vibrações em aceleração para detecção de defeitos em rolamentos usando os métodos estatísticos como: Fator de Defeito, Fator de Crista, RMS, Pico, Fator de Forma, Fator de Impulso e Distribuição de Curtose (Heng e Nor, 1998; Xi; Sun e Krishnappa, 2000; Kar e Mohanty, 2004; Almeida e Almeida, 2005a; Kiral e Karagulle, 2006).

Os resultados obtidos dos diferentes parâmetros serão comparados através de gráficos de tendências, variando a carga e a rotação, para determinar quais serão os parâmetros mais sensíveis e robustos devido à influência desses fatores.

Portanto, as mudanças desses fatores durante a operação do equipamento, podem alterar as características dos sinais e níveis de vibrações, a sua severidade (limites de alarmes estabelecidos), e conseqüentemente reduzir ou aumentar os níveis de vibrações globais, parâmetros estatísticos, níveis de vibrações na frequência de defeitos e nas regiões de modulações.

O método de Planejamento Fatorial também será aplicado no quinto capítulo, utilizando-se as respostas dos níveis de vibrações em pico, com a influência da carga, lubrificante (lubrificação) e rotação.

Depois de determinar as variáveis mais significativas ou as combinações entre elas, que alteram os níveis de vibrações e os parâmetros estatísticos mais sensíveis à variação da rotação, lubrificantes utilizados e a carga, será aplicada a técnica de Reconhecimento de Padrão para diversas classes de defeitos em rolamentos, usando a Técnica de Projeto de Experimentos e os gráficos de tendências.

Nos experimentos serão implementados diversos tipos de defeitos, na pista externa, interna, e elementos rolantes dos rolamentos, variando a localização e severidade dos defeitos.

O quinto capítulo também apresenta as conclusões, comentários adicionais e também sugestões para futuros trabalhos nesta linha de pesquisa.

Capítulo 2

VIBRAÇÃO NOS ROLAMENTOS E SUAS FREQUÊNCIAS TÍPICAS

2.1 INTRODUÇÃO

Os sintomas de vibração dos vários modos de falha são complexos e podem ser difíceis de se prever. A fadiga localizada dos elementos rolantes ou pistas tem um padrão de vibração repetitivo e determinístico (Stewart, 1983; Swanson e Favaloro, 1984; Mcfadden e Smith, 1985; Kiral e Karagulle, 2006). Esses sintomas de vibração das formas de falhas dos rolamentos não são de forma fácil de se detectar ou diagnosticar nos primeiros estágios. Aqueles modos de falha que resultam da interação dos componentes de contato do mancal como falha na lubrificação, desgaste ou corrosão, produzirão um ruído impulsivo e vibração. A frequência de vibração produzida é determinada pelo tamanho das características da superfície e pelas velocidades dos elementos.

A vibração resultante das interações das asperezas consistirá de seqüências aleatórias de pequenos impulsos que excitam os modos naturais do mancal e da estrutura de suporte. As frequências naturais que se correlacionam com o tempo de elevação do impulso médio ou o intervalo médio entre os impulsos serão mais fortemente excitadas do que as outras. Provavelmente, as análises de tendência dos espectros e sinais no tempo da vibração serão alguns meios de se detectar a mudança na vibração nos primeiros estágios destes modos de falhas. Conforme o dano progride-se,

isso irá resultar em danos localizados subseqüentes, na qual, deve-se produzir o típico padrão de vibração por fadiga. Em alguns casos mais complexos, outras formas de monitoramento de condições, tais como análise de temperatura, análise de óleo e termografia também podem ajudar a detectar a crescente deterioração das condições do rolamento.

2.2 RESPOSTA DINÂMICA AOS DANOS

A resposta dinâmica dos elementos rotativos do mancal, conforme se encontram os vários modos de falha, determina a vibração resultante (Gore e Edgar, 1984; Mcfadden e Smith, 1985). Os elementos rolantes dos mancais rotativos não danificados na região de carga sofrem forças complexas e momentos, incluindo forças estáticas como cargas do eixo e pré-cargas projetadas, bem como forças dinâmicas incluindo aquelas devido a cargas centrífugas, pressão do fluido, tração, atrito e histerese. Para um dado mancal operando a uma velocidade constante de eixo e carga, todas as forças estarão em quase equilíbrio.

Quando um elemento rolante encontra uma falha (defeito), ocorre uma rápida mudança localizada na deformação elástica dos elementos, e um desequilíbrio de força transitória.

Quando uma esfera na região de carga encontra-se com uma fragmentação ou defeito ocorre um repentino aumento na carga. As forças transitórias que são produzidas resultam em rápidas acelerações dos componentes do mancal e podem ocorrer movimentos complexos incluindo o contato oscilatório e impactos entre as esferas e as pistas, esferas e gaiola, gaiola e pistas, bem como a patinagem ou escorregamento das esferas e gaiola.

Um modelo simples da ação do contato, quando uma esfera encontra uma fragmentação foi desenvolvido pela primeira vez por (Boto, 1971) e depois aprofundado por (Swansson e Favaloto, 1984), onde foi mostrado que a energia transferida para o ponto de impacto era proporcional ao quadrado da velocidade. A aceleração resultante da pista do mancal impactado também é proporcional à energia do impacto. Foi verificado que os fatores dominantes na ação de impacto incluíam tamanho do defeito, geometria e velocidade do rolamento.

A modelagem dinâmica do movimento do rolamento, danificado pode incluir mudanças localizadas aos perfis das pistas e elementos rolantes (Gupta, 1975 a 1984). A

medição dos componentes fundamentais de movimento como velocidade de centro de massa da gaiola, velocidade angular da gaiola, velocidade angular e de centro de massa do rolamento, etc., é uma tarefa extremamente difícil e com tendência a erros devido ao ambiente geral de vibração no qual as medições devem ser feitas.

2.3 EFEITOS DO PERCURSO DE TRANSMISSÃO E PROPAGAÇÃO DA FORÇA

Se as forças, esforços e aceleração dos componentes do mancal pudessem ser medidos diretamente, a tarefa do monitoramento da saúde do mancal seria bastante simples. Para a maioria das máquinas rotativas, a medição externa da velocidade ou aceleração da máquina é o meio mais usado de medição de vibração. As forças internas e esforços terão que propagar-se através da estrutura, sendo atenuadas em cada junta e interface, amortecidas pelo amortecimento interno da estrutura, e modificadas pela resposta de frequência do sistema. A curta duração do impacto e os acentuados tempos de elevação da frente de onda do esforço, significam que uma ampla faixa de frequências naturais e modos podem ser excitados na estrutura.

As ondas de tensões de frequências mais altas, com menores amplitudes, são atenuadas ao máximo conforme sua transmissão, e também dependem até um certo ponto do encaixe e da precisão das superfícies de contato e da presença de fluido entre as juntas. Estes efeitos do percurso de transmissão asseguram que a vibração medida pelo transdutor seja uma réplica pobre da função de força interna original, particularmente para percursos complexos da fonte para o transdutor.

A excitação de uma faixa de frequências naturais e modos pela onda de esforço oferece um método conveniente de detecção do desequilíbrio de força transitória, cada vez que um defeito é encontrado. Se ocorrer dano significativo, as frequências de ressonâncias que são excitadas aumentarão em amplitude. Pela demodulação das frequências naturais, a ação de excitação é recuperada, e se a taxa de repetição puder ser relacionada com as frequências do rolamento é possível obter o diagnóstico dos danos do rolamento (Bell, 1985). Desta forma, o efeito do percurso de transmissão ajuda diretamente na fase de detecção e diagnóstico da monitoração das condições do rolamento, muito embora por sua própria natureza ele impeça a recuperação e análise das forças internas e esforços.

2.4 VIBRAÇÃO E RUÍDO EXTERNO

Em situações de laboratório, pode-se operar os equipamentos de teste e medir a vibração do mancal que é quase livre de vibrações de máquinas vizinhas. Entretanto, a maioria das máquinas rotativas industriais contem componentes como engrenagens, bombas, turbinas, injetores, etc. e também máquinas vizinhas que produzem ruído e vibração adicionais. A vibração geral das máquinas (nível global) freqüentemente é de magnitude muito mais alta do que a vibração do mancal e pode dominar as medições.

Para detecção e diagnóstico de falhas em rolamentos, a influência da vibração e ruído externo alterará o tipo e natureza das técnicas de processamento de sinais que são requeridas para monitoramento efetivo das condições. Para aquelas máquinas rotativas que são relativamente livres de influências externas, técnicas simples rudimentares deveriam ser tão efetivas quanto as abordagens mais avançadas. Portanto é importante reconhecer, para cada tipo de máquina, qual é o tipo e influência dos efeitos da vibração e ruído externo.

2.5 MEDIÇÃO DAS VIBRAÇÕES

Existem vários tipos de transdutores para medição de ruídos e vibração de máquinas, incluindo sondas de proximidade, transdutores de velocidade, acelerômetros, transdutores de emissão acústica, microfones, e lasers. A medição da aceleração da carcaça da máquina é o método mais comum usado para detecção de falhas em rolamentos. Isto normalmente é conseguido montando-se um acelerômetro piezelétrico externamente na carcaça da máquina, preferivelmente próximo aos componentes ou na carcaça do mancal, ou em uma parte da carcaça onde exista uma conexão relativamente rígida entre o suporte do mancal e o transdutor. Isto irá permitir que a vibração do mancal seja transmitida imediatamente através da estrutura para o transdutor. Os acelerômetros possuem a vantagem de oferecerem uma faixa dinâmica ampla de freqüência para medição da vibração (Teo, 1989a; Mechefske e Mathew, 1992a).

2.6 CINEMÁTICA DOS ROLAMENTOS

Um entendimento da geometria e cinemática dos mancais de rolamentos é essencial para a detecção de falhas do rolamento, pois, ela determina as velocidades rotacionais dos elementos do mancal em relação uns aos outros e as frequências teóricas de falha do rolamento.

2.6.1 Cinemática dos Mancais de Rolamento

Existem artigos sobre a geometria e cinemática dos rolamentos incluindo (Palmgren, 1947; Eschmann, Hasbargen e Weigand, 1985; Tandon e Choudhury, 2000; Almeida e Braga, 2000; Zupan, Kunc e Prebil, 2006; Jardine, Lin e Banjevic, 2006; Desai e Mital, 2006; Kiral e Karagulle, 2006).

A Figura 2.1 mostra um desenho esquemático de um mancal de rolamento de esfera de contato angular, no caso mais geral, em que as com pistas internas e externas são giratórias.

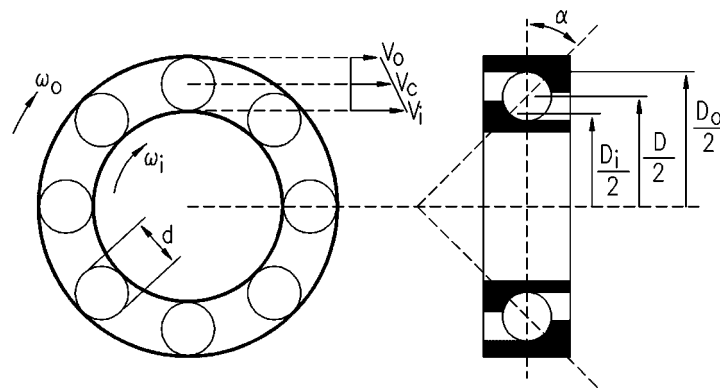


Figura 2.1- Relações geométricas e velocidades de um rolamento de uma carreira de esferas.

A partir da geometria assumida acima, com o ângulo de contato operacional constante α , o diâmetro primitivo D do círculo do rolamento pode ser aproximado por:

$$D = \frac{D_i + D_o}{2} \quad (2.1)$$

Onde D_i é o diâmetro da pista interna e D_o é o diâmetro da pista externa. Os diâmetros das pistas podem ser expressos em termos do diâmetro primitivo do círculo, ângulo de contato e diâmetro da esfera d , como segue:

$$D_i = D - d \cos(\alpha) \quad (2.2)$$

e

$$D_o = D + d \cos(\alpha) \quad (2.3)$$

A velocidade tangencial dos componentes do rolamento pode ser deduzida em termos da velocidade angular (rad/s) e raio (m), assumindo condições de rolamento puro. A velocidade tangencial da pista interna é dada por:

$$V_i = \omega_i \frac{D_i}{2} \quad (2.4)$$

a velocidade da pista externa é dada por:

$$V_o = \omega_o \frac{D_o}{2} \quad (2.5)$$

A velocidade tangencial da gaiola, V_c , é a velocidade média das pistas interna e externa assumindo que não ocorra escorregamento, isto é:

$$V_c = \frac{V_i + V_o}{2} \quad (2.6)$$

Com a substituição das equações (2.2), (2.3), (2.4) e (2.5) na equação (2.6), obtém-se:

$$V_c = \frac{\omega_i (D - d \cos(\alpha))}{4} + \frac{\omega_o (D + d \cos(\alpha))}{4} \quad (2.7)$$

Convertendo a velocidade tangencial (m/s) para a frequência angular revoluções/seg ou (Hz), dividindo por πD e rearranjando para dar a frequência da gaiola em Hz ao invés da velocidade, resulta a frequência, como segue:

$$f_c = \frac{f_i \left(1 - \frac{d}{D} \cos(\alpha)\right)}{2} + \frac{f_o \left(1 + \frac{d}{D} \cos(\alpha)\right)}{2} \quad (2.8)$$

A equação (2.8) é a frequência teórica do trem fundamental (FTF) ou da gaiola para os mancais de elementos rolantes. Frequentemente, uma das pistas será estacionária, o mais comum sendo a pista externa. Neste caso, a equação (2.8) pode ser ainda simplificada para a seguinte forma:

$$f_c = \frac{f_i \left(1 - \frac{d}{D} \cos(\alpha)\right)}{2} \quad (2.9)$$

A frequência de rotação dos elementos rolantes em relação à pista interna pode ser dada por:

$$f_{ri} = f_c - f_i \quad (2.10)$$

Substituindo a equação (2.8) na equação (2.10) tem-se,

$$f_{ri} = \frac{f_o \left(1 + \frac{d}{D} \cos(\alpha)\right)}{2} - \frac{f_i \left(1 + \frac{d}{D} \cos(\alpha)\right)}{2} \quad (2.11)$$

Com Z elementos rolantes, a expressão para a frequência de passagem de esfera sobre a pista interna pode ser encontrada, usando-se a equação (2.11).

$$f_{BPFI} = \frac{Z(f_o - f_i) \left(1 + \frac{d}{D} \cos(\alpha)\right)}{2} \quad (2.12)$$

Se a pista externa for estacionária, a frequência de passagem de esfera na pista interna resume-se a

$$f_{\text{BPFI}} = \frac{-Zf_i \left(1 + \frac{d}{D} \cos(\alpha)\right)}{2} \quad (2.13)$$

A frequência de rotação dos elementos rolantes em relação a pista externa pode ser obtida por:

$$f_{\text{ro}} = f_o - f_c \quad (2.14)$$

Com a substituição da equação (2.8) na equação (2.14), resulta:

$$f_{\text{ro}} = \frac{f_o \left(1 - \frac{d}{D} \cos(\alpha)\right)}{2} - \frac{f_i \left(1 - \frac{d}{D} \cos(\alpha)\right)}{2} \quad (2.15)$$

Com Z elementos rolantes, a expressão para a frequência de passagem de esfera na pista externa será:

$$f_{\text{BPFO}} = \frac{Z(f_o - f_i) \left(1 - \frac{d}{D} \cos(\alpha)\right)}{2} \quad (2.16)$$

e quando a pista externa é estacionária, isto leva à expressão para a frequência de passagem de esfera na pista externa,

$$f_{\text{BPFO}} = \frac{Zf_i \left(1 - \frac{d}{D} \cos(\alpha)\right)}{2} \quad (2.17)$$

A frequência de rotação dos elementos rolantes em torno de seus próprios eixos de rotação também pode ser obtida, da seguinte maneira. A frequência de rotação, admitindo não haver escorregamento, é dada pela frequência de rotação da gaiola em

relação a pista interna multiplicada pela razão de diâmetro da pista interna dividida pelo diâmetro da esfera,

$$f_{BSF} = f_{ri} \frac{D_i}{d} \quad (2.18)$$

Esta pode ser re-escrita substituindo-se as equações (2.2) e (2.11) na equação (2.18).

$$f_{BSF} = \frac{f_o - f_i}{2} \frac{D}{d} \left(1 - \left(\frac{d}{D} \cos(\alpha) \right)^2 \right) \quad (2.19)$$

que é a forma geral da frequência de giro da esfera.

As equações (2.8), (2.12), (2.16) e (2.19) são as formas gerais das equações de frequência de defeito do mancal de rolamento, assumindo que não há escorregamento e com ambas as pistas girando. Na prática, o escorregamento quase sempre estará presente, e as frequências teóricas esperadas terão que ser ajustadas de uma forma adequada. Na Figura 2.1 considerando-se como positivas as rotações no sentido horário e negativas no sentido anti-horário. Desta forma, conforme dado nas equações (2.8), (2.12), (2.16) e (2.19), um valor negativo final denotará rotação no sentido anti-horário dos elementos rolantes. Estas equações de frequências estão resumidas na Tabela 2.1.

Tabela 2.1 - Resumo das equações gerais de frequência de defeito do rolamento.

Elemento do Mancal	Equações de Frequência
Frequência de Defeito da Pista Interna (BPFI)	$f_{BPFI} = \frac{Z(f_o - f_i) \left(1 + \frac{d}{D} \cos(\alpha) \right)}{2}$
Frequência de Defeito da Pista Externa (BPFO)	$f_{BPFO} = \frac{Z(f_o - f_i) \left(1 - \frac{d}{D} \cos(\alpha) \right)}{2}$
Frequência Rotacional da Gaiola (FTF)	$f_c = \frac{f_i \left(1 - \frac{d}{D} \cos(\alpha) \right)}{2} + \frac{f_o \left(1 + \frac{d}{D} \cos(\alpha) \right)}{2}$
Frequência de Giro dos elementos rolantes ou Esfera (BSF)	$f_{BSF} = \frac{f_o - f_i}{2} \frac{D}{d} \left(1 - \left(\frac{d}{D} \cos(\alpha) \right)^2 \right)$

Nos próximos capítulos serão utilizadas as fórmulas da Tabela 2.1 para os cálculos das frequências de defeitos dos rolamentos.

2.7 SINAIS VIBRATÓRIOS CARACTERÍSTICOS DE ROLAMENTOS

2.7.1 Introdução

As técnicas de processamento de sinais para detecção e diagnóstico de falhas em rolamentos pela análise de vibração têm sido usadas por muitos anos e uma revisão da literatura publicada indica o enorme número de técnicas que estão disponíveis na literatura (Swansson e Favaloro, 1984; Anderson, 1990; Tandon e Choudhury, 2000; Zupan, Kunc e Prebil, 2006; Jardine, Lin e Banjevic, 2006; Desai e Mital, 2006; Kiral e Karagulle, 2006).

2.7.2 Técnicas em Domínio de Tempo

Uma das abordagens de detecção e diagnóstico é analisar o sinal de vibração medido no domínio do tempo. Outras abordagens mais sofisticadas podem ser usadas (Dyer e Stewart, 1978; Swansson e Favaloro, 1984; Alfredson e Mathew, 1985), como o cálculo da tendência de parâmetros estatísticos em domínio de tempo. Pode-se definir vários parâmetros estatísticos como RMS, pico, fator de crista, Curtose (Dyer e Stewart, 1978; Lai, 1990; Khan, 1991), fator de folga, fator de impulso, fator de forma (Li et al., 1991), e fator de defeito (Garlipp, 2001).

A técnica de se visualizar o sinal no tempo não é tão fácil, pois uma enorme quantidade de informação pode ser obtida desta maneira, como a presença de modulações, componentes de frequência do eixo, desbalanceamento do eixo, transitórios, componentes de frequência mais alta, frequências de defeitos e outros. As Figuras 2.2, 2.3 e 2.4 mostram o motor de corrente contínua com seus respectivos sinais no tempo de um rolamento apresentando defeito na pista externa. Estas vibrações foram medidas na indústria POLO/FILMS de Varginha, com a finalidade de ilustração para este trabalho.



Figura 2.2 – Motor de corrente contínua

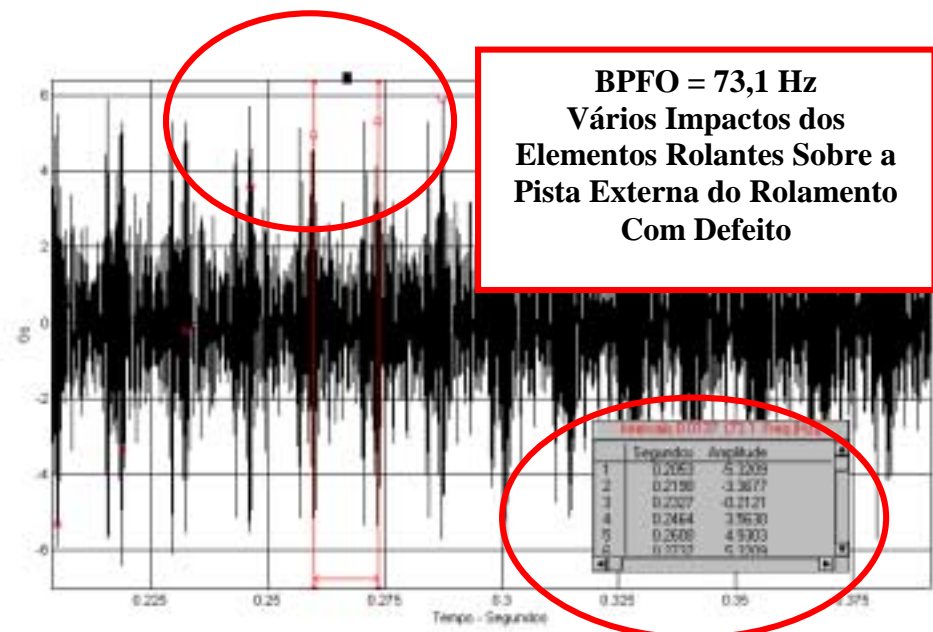


Figura 2.3 - Sinal no tempo em aceleração de um motor de corrente contínua com defeito na pista externa

Pode-se observar impactos repetitivos correspondentes à rotação dos elementos rolantes com defeito na pista externa e a presença de modulações, isso ocorre no período de tempo correspondente a $1/\text{BPFO}$. A natureza transitória de alta frequência de alguns componentes do sinal de vibração pode ser vista pela ampliação da escala de tempo do sinal no tempo em aceleração da Figura 2.3. Veja o zoom na Figura 2.4.

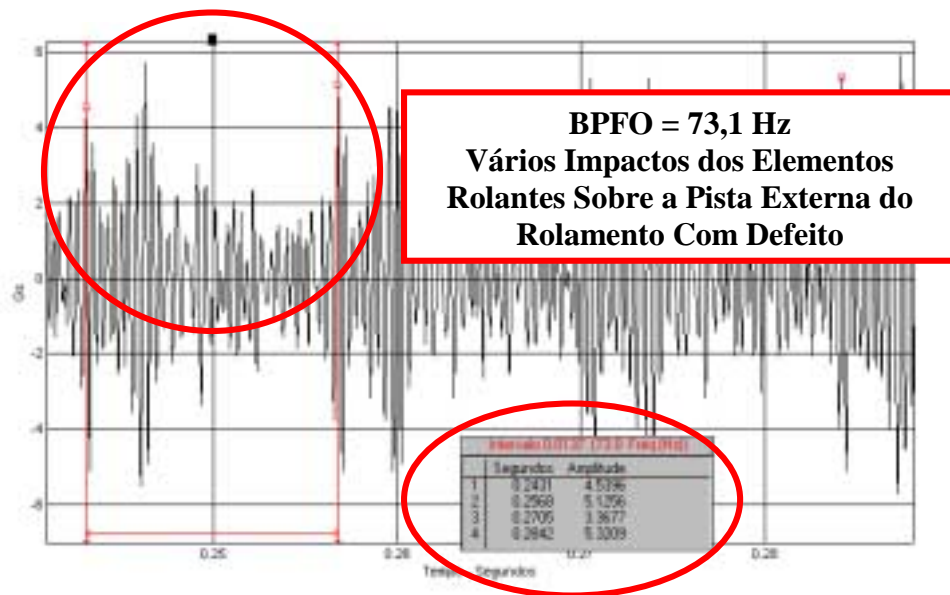


Figura 2.4 - Sinal no tempo em aceleração mostrando impactos na pista externa (zoom).

O sinal no tempo acima contém vários impactos que são espaçados em intervalos da frequência de passagem das esferas na pista externa, $1/BPFO$. Cada impacto excita as ressonâncias da estrutura que gradualmente decaem devido ao amortecimento que está presente no sistema. Frequentemente uma detalhada análise na forma de onda de tempo pode indicar a presença de impactos repetitivos.

2.7.3 Parâmetros Estatísticos para Análise de Vibrações no Tempo em Rolamentos

Podem ser usados parâmetros estatísticos em domínio de tempo e de tendência em uma tentativa de se detectar a presença de danos incipientes do rolamento. Os parâmetros estatísticos mais usados são o pico, RMS, fator de crista, fator de forma, fator de impulso, fator de defeito, pico a pico, fator de folga e Curtose. Estes parâmetros podem ser definidos para um sinal discreto e são formas tradicionais de se quantificar um sinal dinâmico (Almeida e Almeida, 2005a).

O parâmetro Pico é o valor de zero a pico, ou seja, um valor medido de zero até o pico mais alto da onda.

$$\text{pico} = \frac{1}{2} (\max(x(t)) - \min(x(t))) \quad (2.20)$$

O valor Pico é útil na medida das respostas dos sistemas a choques mecânicos.

O parâmetro RMS é o valor eficaz ou o valor médio quadrático. Ele se relaciona diretamente com a energia do sinal, ou seja, com a capacidade destrutiva da vibração.

$$\text{RMS} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x(i) - \bar{x})^2} \quad (2.21)$$

O fator de crista permite detectar falhas em rolamentos através de relações de amplitudes dos sinais de vibrações.

É definido como a relação do valor do pico de vibração pelo valor de RMS medido dentro de uma banda de frequência.

$$\text{Fator de Crista} = \frac{\text{pico}}{\text{RMS}} \quad (2.22)$$

O método de Curtose utiliza-se a análise estatística para detectar falhas em rolamentos através de um fator de Curtose designado por K. É baseado no sinal do domínio do tempo e usa-se o quarto momento central de um sinal.

$$\text{Curtose} = \frac{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x(i) - \bar{x})^4}{\text{RMS}^4} \quad (2.23)$$

Na prática observou-se que para $K=3$ é o caso para um rolamento sem defeito e quando o $K>3$, tem-se defeitos correspondentes aos sinais em forma de pulso de curta duração.

O Fator de Defeito é um parâmetro para a avaliação de defeitos em rolamentos através da evolução na diferença entre os picos e os valores RMS do sinal de vibração do rolamento.

$$\text{Fator de Defeito} = \text{Pico} - \text{RMS} \quad (2.24)$$

O valor Pico-a-Pico é o valor medido entre os extremos da onda (distância do maior pico negativo até o maior pico positivo).

$$\text{pico a pico} = (\max(x(t)) - \min(x(t))) \quad (2.25)$$

O valor pico a pico indica o trajeto total do elemento e é útil nas considerações de folgas e tensões dinâmicas geradas pela vibração.

Onde \bar{x} denota o valor médio do sinal de tempo discreto $x(t)$ com N pontos de dados. Pode-se usar duas abordagens para estatística em domínio de tempo. A primeira é computar os parâmetros estatísticos para toda a faixa de frequência do sinal conforme digitalizado, e a segunda é decompor o sinal em faixas discretas de frequência e obter os parâmetros para cada faixa (Dyer e Stewart, 1978). Existe um grande número de estudos para investigar o uso destes parâmetros para detecção dos danos do rolamento e para cálculo de tendência, para determinar seu comportamento com o aumento dos danos do rolamento (Dyer e Stewart, 1978; Swansson e Favaloro, 1984; Lai, 1990; Khan, 1991; Kiral e Karagulle, 2006). A Figura 2.5 mostra um rolamento com defeito na pista interna.

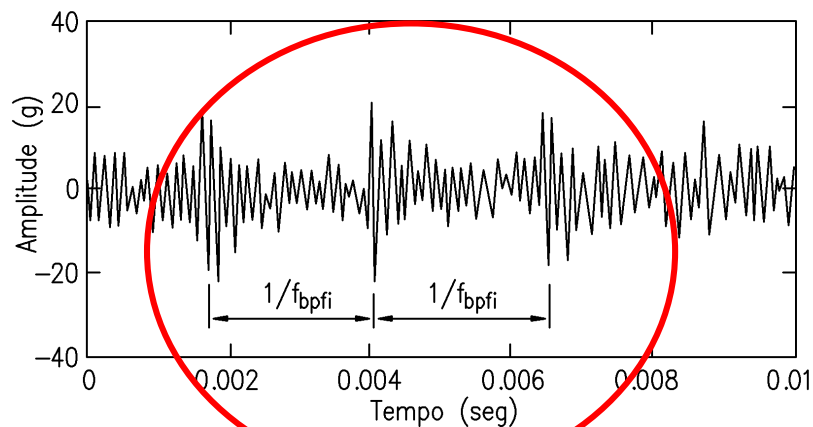


Figura 2.5 – Rolamento com defeito na pista interna (Almeida e Almeida, 2003)

Para as vibrações medidas a partir de rolamentos danificados, os níveis de Curtose e fator de crista são aproximadamente de 3,00 a 3,50 respectivamente, onde os dados de vibração são relativamente aleatórios. Para os dados de vibração com o defeito na pista interna (BPFI) mostrada na Figura 2.5, o Curtose e o fator de crista foram de 4,57 e 6,53.

Uma ilustração da variação dos parâmetros estatísticos no domínio de tempo com determinada faixa de frequência é mostrada na Figura 2.6, onde o sinal de vibração original é filtrado em uma faixa (passa banda) na região de 20-40 KHz e apresenta defeito na pista interna.

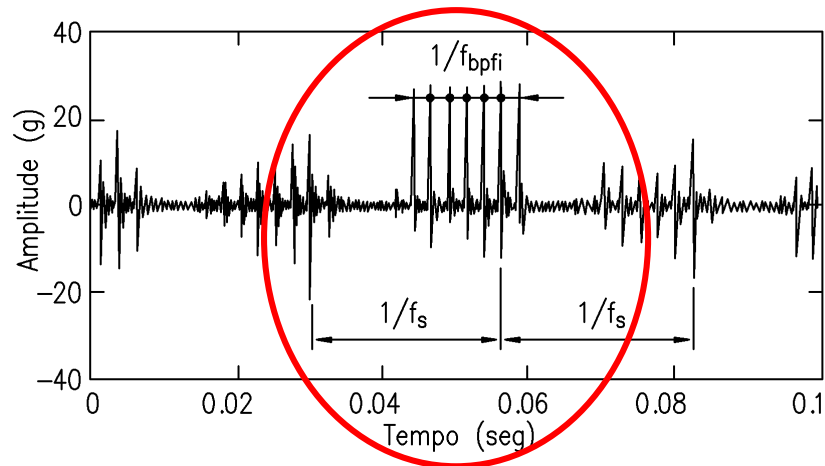


Figura 2.6 – Rolamento com defeito na pista interna (Almeida e Almeida, 2003)

A impressão visual da Figura 2.6 revela a presença de impactos transitórios repetidos a partir dos danos da pista interna, modulada pela frequência de rotação do eixo. A natureza altamente transitória é também revelada pela estatística em domínio de tempo onde o Curtose sobe para 25,30 e o fator de crista aumenta para 10,30.

Um estudo foi realizado por (Khan, 1991), onde foram completados vários testes de resistência do mancal de elementos rolantes e dos vários parâmetros monitorados por toda a vida do rolamento. Os valores RMS e de pico da vibração não podem ser usados para detecção simples e instantânea dos danos dos rolamentos, pois, os valores esperados para vibração de máquina geralmente exibem ampla variabilidade, ao passo que o fator de crista e o Curtose são independentes da magnitude real do nível de vibração e respondem mais à característica do sinal de vibração. Eles fornecem uma indicação antecipada de que ocorreram alterações significativas no sinal de vibração, principalmente durante os primeiros estágios dos danos do rolamento. Uma das dificuldades com a utilização do fator de crista e Curtose está em sua resposta aos crescentes danos. Conforme o dano aumenta, o padrão de vibração se torna mais aleatório, e como consequência, os valores do fator de crista e Curtose diminuem, mesmo em várias faixas de frequência. Pode-se escolher também várias faixas de frequência para computação e tendência dos parâmetros estatísticos. Vários investigadores têm usado faixas diferentes de frequência. Na qual, recomenda-se o uso de pelo menos duas faixas de frequência, uma na faixa baixa onde será dominada pelas frequências de defeito, harmônicos de baixa ordem e faixas laterais (abaixo de 5 KHz), e uma na faixa alta onde será dominada pelas ressonâncias estruturais (em torno de 5-12.5 KHz). As frequências reais escolhidas dependerão da frequência rotacional do eixo

e das ressonâncias estruturais do sistema. A Tabela 2.2 mostra valores típicos dos parâmetros estatísticos em domínio de tempo em quatro faixas de frequência, 0-40 KHz, 0-10 KHz, 10-20 KHz e 20-40 KHz. Os dados foram analisados com os mancais na nova condição e com um defeito implementado da pista interna. Os parâmetros estatísticos são mostrados na Tabela 2.2.

Tabela 2.2 - Parâmetros estatísticos em domínio de tempo em várias faixas de frequência (Almeida e Almeida, 2003).

Faixa de Frequência	Pico (g)	RMS (g)	Fator de Crista	Curtose
Rolamento Sem Defeito (0-40 KHz)	24,00	5,49	4,38	3,75
(0-10 KHz)	23,5	5,39	4,36	3,76
(10-20 KHz)	3,63	0,92	3,92	3,27
(20-40KHz)	2,08	0,48	4,33	3,48
Rolamento Com Defeito (0-40 KHz)	35,30	5,40	6,53	4,57
(0-10 KHz)	23,03	4,87	4,73	3,64
(10-20 KHz)	10,61	1,52	6,94	7,42
(20-40 KHz)	17,42	1,69	10,33	25,36

Os resultados mostrados na Tabela 2.2 indicam o efeito de diferentes faixas de frequência exercem sobre os vários parâmetros na presença de ruído de fundo como vibração de outros componentes. Embora os resultados sejam de defeitos implantados que não devem ser tomados como típicos de fragmentação da pista de ocorrência natural, eles ilustram o ponto em que frequentemente as faixas de frequência podem dar origem a significativos aumentos nos vários parâmetros estatísticos na presença de danos do mancal.

O sucesso da computação e cálculo de tendência dos parâmetros estatísticos em domínio de tempo dependerá até certo ponto do modo de falha que está ocorrendo e do ambiente de vibração. Se um certo modo de falha influenciar uma estreita faixa de frequência, então a amplitude geral de pico não será afetada até que a amplitude na faixa

de frequência se torne o maior componente global, (Randall, 1985). Isto pode ser aliviado usando-se um número de faixas de frequência para capturar o aumento inicial em amplitude para cada faixa de frequência conforme mostrado na Tabela 2.2.

Outros parâmetros em domínio de tempo podem ser definidos tais como fator de folga, fator de impulso e fator de forma, conforme desenvolvido por (Li et al., 1991) e escrito em forma discreta como,

$$\text{Fator de Folga} = \frac{\text{pico}}{\frac{1}{N} \left(\sum_{i=1}^N \sqrt{|x(i)|} \right)^2} \quad (2.26)$$

$$\text{Fator de Impulso} = \frac{\text{pico}}{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N |x(i)|} \quad (2.27)$$

e

$$\text{Fator de Forma} = \frac{\text{RMS}}{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N |x(i)|} \quad (2.28)$$

Os fatores de Folga e de Impulso são os mais úteis. O fator de Folga é o mais sensível e geralmente robusto para detecção de fragmentação por fadiga incipiente.

A distribuição t Student estuda os casos de pequenas amostras e/ou quando se desconhece a variância (σ^2). Assim, faz-se necessário estimar (σ^2) através da estatística S^2 , função da a.a. $X_1; \dots; X_n$.

O teorema do limite central (Montgomery e Runger, 2003) mostra que a distribuição amostral da média tem distribuição $N(\mu; \sigma^2/n)$, quando n é grande. Logo, o parâmetro estatístico Z será:

$$Z = \frac{X - \mu}{\frac{\sigma}{\sqrt{n}}} \cong N(0;1) \quad (2.29)$$

Agora, se usarmos o parâmetro estatístico S^2 e n for pequeno, Z não terá mais distribuição Normal.

Então, temos a nova distribuição, que será a t de Student (Montgomery e Runger, 2003):

$$t = \frac{\bar{X} - \mu}{S / \sqrt{n}} \quad (2.30)$$

Onde S^2 é um estimador imparcial de (σ^2) .

2.8 CONCLUSÕES

O grande desafio da análise de vibração em mancais de rolamento está em saber o que procurar, e o diagnóstico correto está relacionado a capacidade de medir e correlacionar os resultados com mecanismos de falha conhecidos. Neste capítulo foi feita uma revisão dos desenvolvimentos ocorridos nas últimas décadas, sobre diagnósticos de defeitos em rolamentos através da análise de vibrações.

A vibração dos mancais de rolamento foi investigada olhando-se para a ciência fundamental, incluindo a resposta dinâmica do mancal aos danos, efeitos do percurso de transmissão, ruído externo e vibração, medição da vibração e outros. Tem-se percebido que estes fatores desempenham o papel mais significativo na detecção, diagnóstico e prognóstico de danos em mancais. A vibração que resulta da falha por fadiga localizada clássica está relativamente bem entendida e as frequências características de mancais que podem ser encontradas foram discutidas com detalhes. Máquinas rotativas simples devem requerer técnicas simples de diagnóstico em geral, em contraste com máquinas rotativas complexas onde métodos mais sofisticados terão que ser usados para detectar falha incipiente do mancal de rolamento.

Foram também discutidos alguns parâmetros estatísticos em domínio de tempo. Uma imensa quantidade de informações pode ser colhida a partir da vibração medida externa às máquinas rotativas.

Capítulo 3

PROJETO DE EXPERIMENTOS (DOE) APLICADO EM DIAGNÓSTICOS DE DEFEITOS EM ROLAMENTOS ATRAVÉS DA ANÁLISE DE VIBRAÇÕES

3.1 INTRODUÇÃO

A medida de análise de vibrações em rolamentos com defeitos é muito importante para as indústrias, principalmente na Manutenção Preditiva. Medidas corretas dos sinais e níveis de vibrações dos rolamentos podem evitar erros de diagnóstico, quebra de equipamento e parada da produção.

Portanto, existem vários fatores que podem influenciar os níveis dos sinais de vibrações dos rolamentos, como por exemplo, rotação, carga, lubrificante (lubrificação) e outros.

As mudanças desses parâmetros durante a operação do equipamento podem alterar as características dos sinais de vibrações, a sua severidade (limites e alarmes estabelecidos), e conseqüentemente reduzir ou aumentar os níveis de vibrações em RMS, Pico, Fator de Crista, Fator de Defeito e outros, e também os níveis de vibrações nas frequências de defeitos, harmônicos e principalmente nas modulações.

O objetivo deste capítulo é desenvolver e aplicar a técnica de Projeto de Experimentos (DOE) incluindo o Método do Planejamento Fatorial para defeitos em

rolamentos através da Análise de Vibração. Também será mostrado um exemplo aplicado numa Indústria.

Com isso será investigado os fatores que podem contribuir para a alteração dos níveis e sinais de vibrações.

3.2 PROJETO DE EXPERIMENTOS (DOE)

Projeto de Experimento é uma técnica incrementada por importantes pesquisadores na área de estatísticas como Box, Hunter e Taguchi (1978), Box (1999) e (Paiva, 2004).

O interesse crescente pelo DOE ocorreu também no Brasil e no mundo, sendo utilizada na Análise de Vibração por Almeida e Almeida (2006c). A técnica de Projeto de Experimentos se consolida como uma das mais importantes ferramentas de melhoria e é utilizado de duas maneiras:

a) Como projeto exploratório, para determinar dentro de um grande número de variáveis (X) que podem influenciar uma ou mais respostas (Y), ou aquelas variáveis realmente significativas que deveriam ser levadas adiante em um estudo mais complexo, como Projetos Fatoriais, para determinar a função de transferência entre os poucos X's vitais e a resposta Y (Rasis; Howard e Popovich, 2002).

b) A aplicação de técnicas de Planejamento de Experimentos pode representar uma vantagem para a Manutenção Preditiva. Com o conhecimento das técnicas que compõe o DOE, os inspetores de manutenção compreendem como e quais os diversos fatores podem influenciar os níveis e sinais de vibrações. Não se deve deixar de ressaltar a grande importância dos engenheiros e analistas de vibrações na utilização do DOE.

As técnicas estatísticas que serão apresentadas neste capítulo, em nenhum momento, tem por objetivo substituir a experiência desses profissionais, mas sim oferecer ferramentas que auxiliem suas análises e assim melhorar a tomada de decisões, na hora do diagnóstico, portanto, as técnicas estatísticas são mais eficientes quando combinadas com o conhecimento do profissional que trabalha diretamente com Análise de Vibração.

3.3 FATORES DE RUÍDO

A qualidade dos sinais e dos níveis de vibrações variam devido a diversas causas, denominadas de ruídos. Eles fazem com que uma característica de qualidade se desvie do valor nominal (correto-medido), criando uma perda de precisão.

3.4 SINAL ROBUSTO

O sinal robusto emite um sinal ótimo, não importando com o ruído externo e com um mínimo de ruído interno.

Melhora-se a qualidade do sinal, minimizando o efeito das causas de variação sem eliminar essas causas. É nesse momento que se verifica a robustez do sinal medido.

Os ajustes nas medidas são feitos com os seguintes objetivos:

- Melhorar as respostas médias dos sinais de vibrações medidos.
- Reduzir a variação do Ruído nos sinais de vibrações medidos.

As equações (3.1) e (3.2) a seguir serão utilizadas no Método de Planejamento Fatorial que será visto mais adiante.

Média:

$$\bar{X} = \frac{\sum_{i=1}^n X_i}{n} \quad (3.1)$$

Variância:

$$S^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2}{n - 1} \quad (3.2)$$

O desvio padrão é a raiz quadrada da variância.

3.5 DETERMINANDO A ROBUSTEZ

O sinal é a respostas das amplitudes, sendo o ruído as variações aleatórias destes sinais.

A robustez é determinada pela relação: $\frac{Sinal}{Ruído}$

Geralmente, as três equações a seguir são usadas para determinar a robustez do sinal:

Quanto menor, melhor.

$$S/R = -10\text{Log}\left(\frac{1}{n} \sum y^2\right) \quad (3.3)$$

Nominal é o melhor.

$$S/R = -10\text{Log}\left(\frac{\sum y^2 - n \bar{y}}{n-1}\right) \quad (3.4)$$

Quanto maior, melhor.

$$S/R = -10\text{Log}\left(\frac{1}{n} \sum \frac{1}{y^2}\right) \quad (3.5)$$

No caso deste trabalho, utilizou-se a equação (3.5), quanto maior a robustez, melhor o sinal de vibração.

3.6 MÉTODO DO PLANEJAMENTO FATORIAL

Em diversas situações o analista defronta-se com o problema de determinar quais os fatores que influenciam em um determinado sinal ou nível de vibração.

Não é simples determinar a relação da resposta com as variáveis de interesse. Neste caso, são realizados experimentos para se medir o efeito de uma ou mais variáveis em uma dada resposta.

Portanto, busca-se uma combinação dos níveis dos fatores que maximizem a qualidade do sinal ou níveis de vibrações, ou seja, a combinação que reduz a variabilidade.

Para realizar um experimento, selecionam-se os fatores a serem estudados e os respectivos níveis a serem investigados.

Serão estudados os Planejamentos Fatoriais 2^k , que são análises onde existem k fatores de interesse que possuem dois níveis. É comum codificá-los usando os sinais (+) e (-).

Geralmente é atribuído o sinal (+) para o nível superior e (-) para o nível inferior do fator.

Essa codificação, embora pareça desnecessária, será muito útil para o cálculo dos efeitos das variáveis estudadas. A figura 3.1 mostra a regra para montar uma tabela de contraste (Método de Planejamento Fatorial).

	2^0 ↓	2^1 ↓	2^2 ↓	2^3 ↓
Número de Experimentos	1ª coluna	2ª coluna	3ª coluna	4ª coluna
1	-1	-1	-1	-1
2	1	-1	-1	-1
3	-1	1	-1	-1
4	1	1	-1	-1
5	-1	-1	1	-1
6	1	-1	1	-1
7	-1	1	1	-1
8	1	1	1	-1
9	-1	-1	-1	1
10	1	-1	-1	1
11	-1	1	-1	1
12	1	1	-1	1

Figura 3.1- Codificação dos dados

3.7- MÉTODO DE PLANEJAMENTO FATORIAL COM TESTE PRÁTICO

Este teste foi realizado numa bomba instalada em uma Indústria, durante uma parada para manutenção. Foi aplicado o Método de Planejamento Fatorial com o objetivo de investigar a influência da quantidade de graxa e da rotação sobre as

amplitudes do sinal obtido para um rolamento com defeito na pista externa. Os níveis de vibrações foram obtidos em aceleração (G) em pico, variando a rotação através do inversor de frequência e mudando a quantidade de graxa. A Figura 3.2 e a Tabela 3.1 mostram o equipamento estudado e os dados para os experimentos.



Figura 3.2 – Conjunto motor-bomba

Tabela 3.1 – Dados para os experimentos

FATORES	NÍVEL (+)	NÍVEL (-)
A= Rotação	3500 RPM	1600 RPM
B= Graxa	Lubrificação Adequada Mais Graxa	Lubrificação Deficiente Pouca Graxa

Foi feito um experimento fatorial, com 4 experimentos, e para cada experimento foram realizadas duas réplicas (duas repetições), dois níveis (N=2) e dois fatores (k=2 – rotação e quantidade de graxa). Os resultados obtidos foram:

Fator A	Fator B	AB	RESPOSTAS			Média
+	+	+	6,12	6,01	6,80	6,31
+	-	-	12,40	12,75	12,10	12,42
-	+	-	2,52	2,58	2,65	2,58
-	-	+	4,35	4,21	4,86	4,47
Efeito	5,84	-4,00	-2,11			S²

Figura 3.3 – Dados dos experimentos fatoriais

Respostas – Pico em aceleração em G ($1G = 9,81 \text{ m/s}^2$) – 2 Réplicas (2 repetições das medidas).

3.8 CÁLCULO DOS EFEITOS PRINCIPAIS

Efeito principal é a mudança sofrida na variável resposta quando se passa do nível inferior (-) para o nível superior (+).

Inicialmente calcula-se o efeito simples conforme a equação (3.6) e depois efeito principal, conforme o exemplo a seguir.

$$\text{EfeitoSimples} = \sum y^+ - \sum y^- \quad (3.6)$$

Média do Fator A (+) = 18,73

Média do Fator A (-) = 7,05

Efeito A=11,68

O sinal do Efeito indica qual nível tem maior valor da variável resposta.

A Figura 3.4 mostra a análise gráfica do efeito do fator A caso ele esteja afetando a resposta.

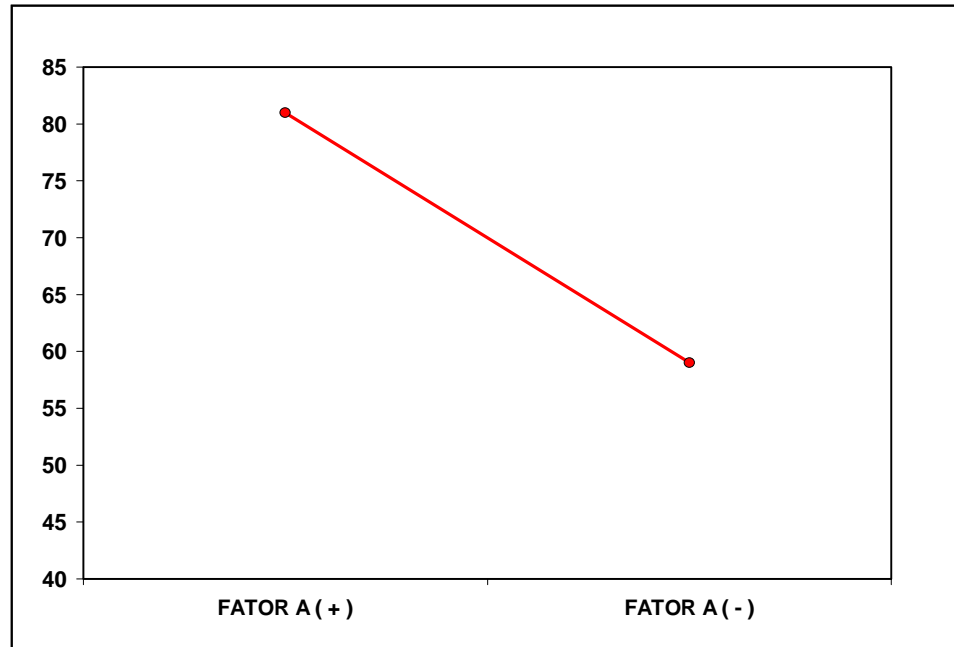


Figura 3.4 – Efeito do fator A

A Figura 3.5 mostra a análise gráfica se não houvesse o efeito do fator A na variável resposta.

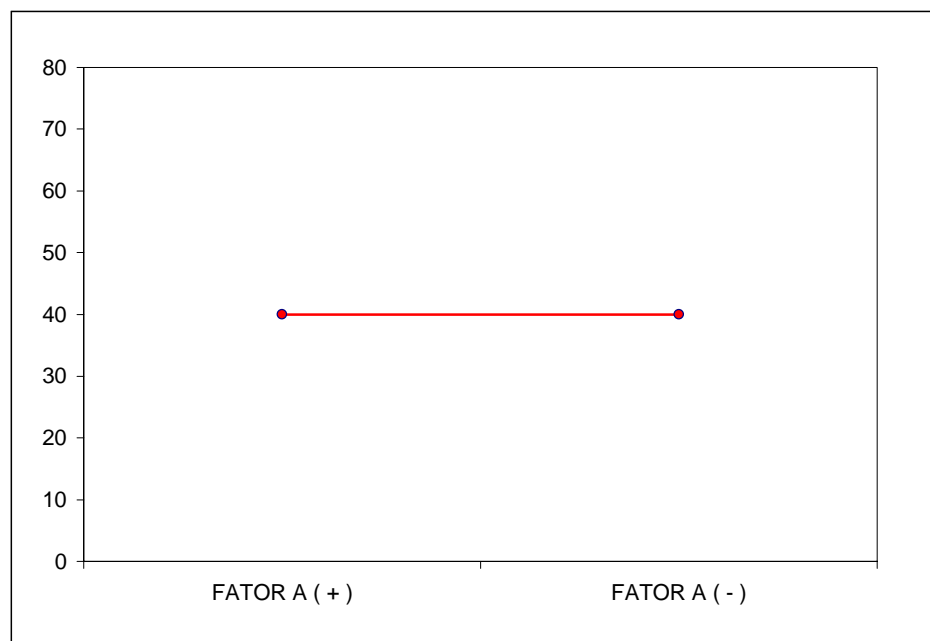


Figura 3.5 – Não há efeito do fator A

Matematicamente o efeito principal pode ser calculado pela equação:

$$\text{Efeito Principal} = \frac{2(\sum y^+ - \sum y^-)}{N^k} \quad (3.7)$$

N = Número de Níveis dos Fatores.

k = Número de Fatores.

Voltando ao exemplo anterior, vamos calcular o efeito principal do fator A aplicando a equação (3.7):

$$\text{Efeito Principal} = \frac{2(\sum y^+ - \sum y^-)}{4} = 5,84$$

3.9 SIGNIFICÂNCIA DOS FATORES

Para que as conclusões sejam mais precisas, é necessário verificar se o efeito do fator tem uma influência significativa na variável resposta, ou seja, se tem efeito diferente de zero.

Para isso utilizou-se a metodologia de Teste de Hipótese. O objetivo do teste é determinar se há evidências para rejeitar a hipótese de que não existe efeito.

Primeiramente é necessário calcular o desvio padrão do efeito dos fatores da seguinte forma:

1º) Calcula-se uma média da variância de cada experimento S^2 .

Sendo S^2 calculado pela equação:

$$S^2 = \frac{1}{2^K (n-1)} \sum_{i=1}^{2^k} \sum_{j=1}^k (Y_{ij} - \bar{Y}_i)^2 \quad (3.8)$$

Onde, n = número de réplicas (repetições).

k = número de fatores.

Y_{ij} = j -ésima replicação da i -ésima combinação dos fatores.

2º) Calcula-se a:

$$\text{Variância(efeito)} = \frac{1}{n \cdot 2^{k-2}} S^2 \quad (3.9)$$

3º) Calcula-se a raiz quadrada da Variância, obtendo o Desvio Padrão do efeito, que é dado pela seguinte expressão:

$$\text{DP(efeito)} = \sqrt{\frac{1}{n \cdot 2^{k-2}} S^2} \quad (3.10)$$

Testa-se a seguinte hipótese:

$$H_0 : \text{EfeitoFatorial} = 0 \quad (3.11)$$

O critério para testar a hipótese é dado por:

$$t_{\text{CALC}} = \frac{\text{Efeito}}{\text{DP(Efeito)}} \quad (3.12)$$

Isso tem aproximadamente a distribuição de t-Student (Montgomery e Runger, 2003) com graus de liberdade (t_V).

$$t_V = 2^k (n - 1) \quad (3.13)$$

O critério para aceitação é o seguinte:

Fixa-se uma probabilidade de erro e então:

- Se $|t_{\text{CALC}}| \geq |t_{V\alpha}|$, Rejeita-se H_0 , ou seja o efeito é diferente de zero, portanto existe uma influência significativa desse efeito na variável resposta.

- Se $|t_{\text{CALC}}| < |t_{V\alpha}|$, Aceita-se H_0 , ou seja o efeito é igual a zero, portanto não existe uma influência significativa desse efeito.

Outra maneira de verificar se o efeito é significativo é através do p-valor ou p-value.

- O p-valor é uma probabilidade, que esta entre 0 e 1. O p-valor é uma medida que determina o quanto evidente é a hipótese H_0 .

- Devemos determinar uma probabilidade de erro e comparar com o p-valor para aceitar ou rejeitar H_0 .

O valor de t_{CALC} é conhecido como o efeito do fator padronizado. A Figura 3.6 mostra o método implementado no Excel:

UNIFEI			Valor da Distribuição
<i>Distribuição Normal</i>			
Media	Desvio Padrão	Probabilidade	1,960
0	1	5,0%	
<i>Distribuição t-Student</i>			
Grau de liberdade		Probabilidade	2,776
4		5,0%	
<i>Distribuição F</i>			
Grau de liberdade 1	Grau de liberdade 2	Probabilidade	3,179
9	9	5,0%	
<i>Distribuição Qui-quadrado</i>			
Grau de liberdade		Probabilidade	3,325
9		5,0%	

Figura 3.6 – Programa de distribuição de t-Student

Usando a distribuição de t-Student, e entrando com 4 graus de liberdade calculados pela equação (3.13), e utilizando $\alpha = 0,05$ de erro (5% - probabilidade), o programa resultou num valor de distribuição de 2,776.

A distribuição de t-Student foi adotada neste estudo conforme o artigo (Kar e Mohanty, 2004) que apresentou respostas mais confiáveis para a análise de vibrações em rolamentos com defeitos do que as outras distribuições.

A Figura 3.7 mostra os cálculos realizados no Excel:

		Experimentos Fatoriais							UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ		
		Fator A	Fator B	AB	RESPOSTAS			Média	Variância	S/R	
		+	+	+	6,12	6,01	6,00	6,31	0,18	15,96	
		+	-	-	12,40	12,75	12,10	12,42	0,11	21,87	
		-	+	-	2,52	2,58	2,65	2,58	0,00	8,24	
		-	-	+	4,35	4,21	4,06	4,47	0,12	12,96	
Efeito		5,84	-4,00	-2,11				S ²	0,10		
t _{CALC}		31,56	21,63	11,40				Var(Efeito)	0,03		
p-value		0,000	0,000	0,000				DP(Efeito)	0,18		
Significativo											

AUTORES: FABIANO E MÁRCIO

Figura 3.7 – Dados de experimentos fatoriais

Através do gráfico de Pareto pode-se visualizar o efeito dos fatores, conforme mostrado na Figura 3.8.

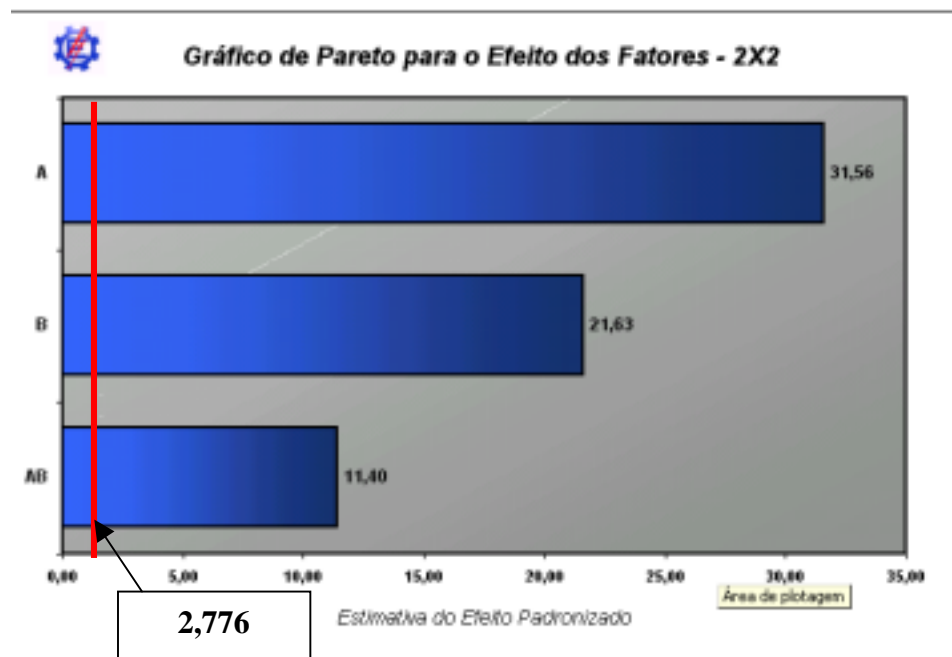


Figura 3.8 – Gráfico de Pareto

Nota-se na Figura 3.8 que os valores dos fatores de t_{CALC} acima de 2,776 são considerados significativos nos sinais e níveis de vibrações (amplitudes) medidos.

No teste prático, percebe-se que a variação dos fatores, rotação, quantidade de graxa e a combinação deles são significativos nos níveis de vibrações (amplitude) do rolamento com defeito, ou seja, alteram as suas amplitudes.

3.10 INTERAÇÃO

Muitas vezes o efeito do fator é diferente para os níveis de outro fator, ou seja, o efeito de um fator depende do nível em que se encontra o outro fator. Quando isso ocorre, dizemos que existe interação entre os fatores. As Figuras 3.9 e 3.10 mostram como seriam as análises gráficas de interação.

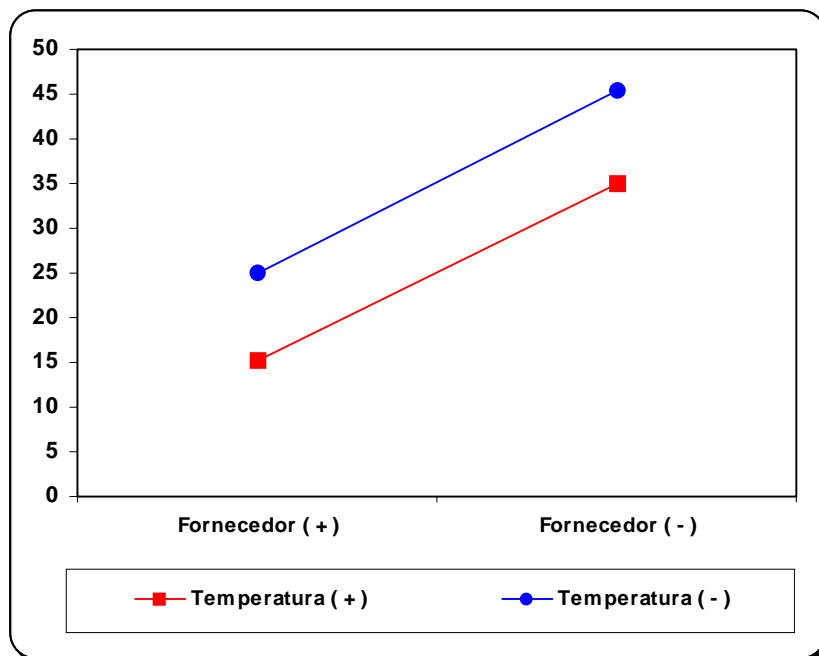


Figura 3.9- Gráfico de interação (retas paralelas)

A Figura 3.9 mostra que quando as retas são paralelas (não se cruzam), não há interação entre os fatores A e B.

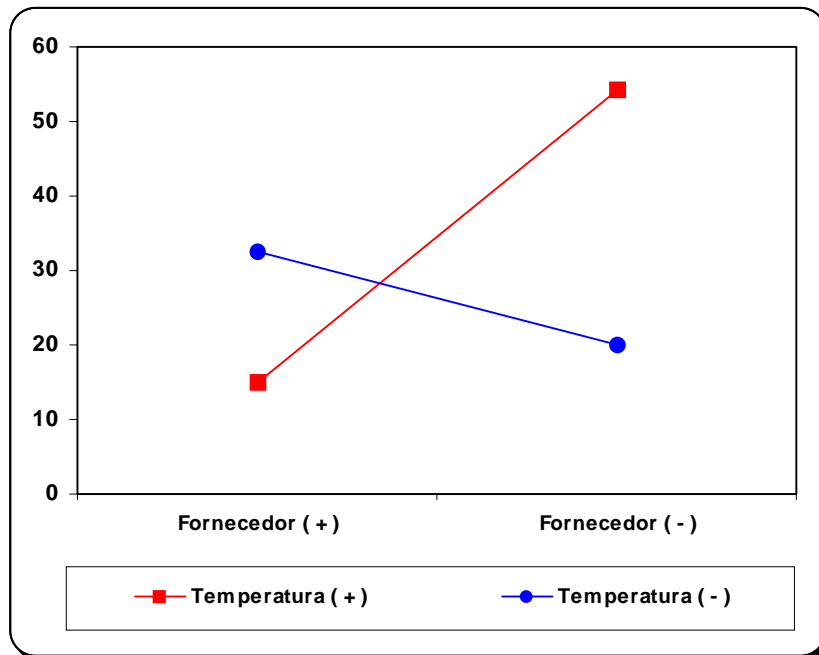


Figura 3.10 – Gráfico de interação (retas se cruzam)

Já na Figura 3.10, as retas se cruzam, havendo interação entre o fator A e B.

Suponha que existam dois fatores A e B com dois níveis (+) e (-). O efeito de interação AB é a diferença média entre o efeito de A para o nível (+) de B e o efeito de A para o nível (-) de B.

Quando a interação é significativa, os efeitos principais têm pouco sentido prático. Portanto, deve-se analisar o efeito de cada fator para cada nível do outro fator.

Assim, com os efeitos principais, é comum codificar as interações usando os sinais (+) e (-).

Para a interação, existe uma regra para atribuir os sinais. A Figura 3.11 mostra essa regra.

A	B	AB
+	+	+
+	-	-
-	+	-
-	-	+

Figura 3.11 – Regra para atribuir os sinais

Definido os sinais da interação, o método de cálculo de efeito da interação, variância e a significância é similar ao do efeito principal.

$$\text{Efeito de Interação} = \frac{2(\sum y^+ - \sum y^-)}{N^k} \quad (3.14)$$

N = Número de Níveis dos Fatores.

k = Número de Fatores.

Iremos testar a seguinte hipótese:

$$H_0 : \text{EfeitoInteração} = 0 \quad (3.15)$$

O critério para testar a hipótese é dado por:

$$t_{\text{CALC}} = \frac{\text{EfeitoInteração}}{\text{DP}(\text{EfeitoInteração})} \quad (3.16)$$

Isso tem distribuição t-Student com $2^k(N-1)$ graus de liberdade (t_v).

O critério para aceitação é o mesmo que para efeito principal:

Fixa-se uma probabilidade de erro α e então:

• Se $|t_{\text{CALC}}| \geq |t_{vI}|$, Rejeita-se H_0 , ou seja o efeito é diferente de zero, portanto existe uma influência significativa desse efeito na variável resposta.

• Se $It_{CALC I} < It_{VI}$, Aceita-se H_0 , ou seja o efeito é igual a zero, portanto não existe uma influência significativa desse efeito na variável resposta.

A Figura 3.12 mostra a interação entre o fator A (rotação) e fator B (quantidade de graxa) do teste prático estudado.

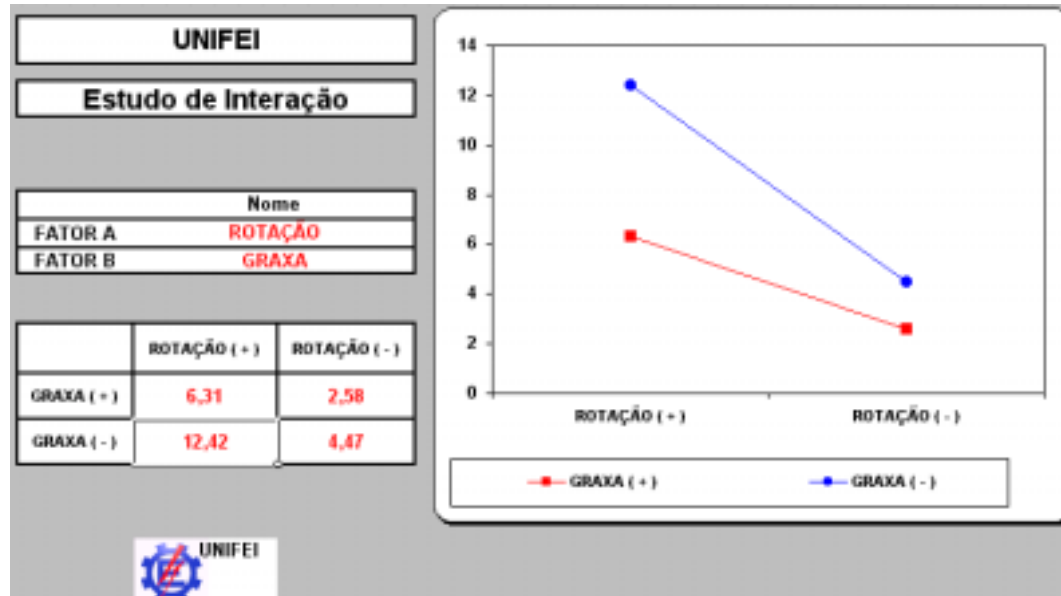


Figura 3.12 – Gráfico de interação do teste prático

Nota-se na Figura 3.12 que as retas irão se cruzar, havendo interação entre a variação da rotação e da quantidade de graxa na resposta (amplitude) medida.

3.11 PASSOS PARA ANÁLISE

(1º Passo) - Definir claramente os objetivos e o problema. Pois muitas vezes obtém-se a resposta certa do problema errado.

(2º Passo) - Determinar a variável resposta. Esta é a medida que irá determinar as variações e trará as informações. Deve ser escolhida com certeza de sua importância.

(3º Passo) - Determinar os fatores e seus níveis. Ou seja, conhecer os fatores que serão medidos e controlados. Nesta fase deve ocorrer uma fusão entre a prática e a teoria, promovendo a geração de idéias por pessoas de diversas áreas ligadas ao sinal medido.

(4º Passo) - Selecionar a matriz de planejamento.

(5º Passo) - Executar o trabalho experimental. Nesta etapa ocorre as medidas das variáveis de interesse e o monitoramento de todo o processo.

(6º Passo) - Analisar dos dados:

- Calcular da Relação Sinal/Ruído e do efeito dos fatores (Robustez).
- Significância estatística dos fatores.

(7º Passo) - Analisar os resultados.

3.12 CONCLUSÃO

Pode-se concluir que a técnica de Projeto de Experimentos (Método Fatorial) é uma ferramenta na investigação dos fatores significativos nos níveis e sinais de vibrações e também na combinação desses fatores. O teste prático mostrou que a variação da rotação, quantidade de graxa e a combinação deles são significativos nos níveis de vibrações em pico (amplitudes) do rolamento com defeito na pista externa, ou seja, alteram as suas amplitudes.

Portanto, a técnica desenvolvida neste capítulo foi implementada no programa Excel e será aplicada na máquina de teste construída no Laboratório de Análise de Vibração e Acústica na Universidade Federal de Itajubá, que será utilizado na parte experimental descrita no quinto capítulo.

Capítulo 4

RECONHECIMENTO DE PADRÃO APLICADOS EM DIAGNÓSTICOS DE DEFEITOS EM ROLAMENTOS ATRAVÉS DA ANÁLISE DE VIBRAÇÕES

4.1 INTRODUÇÃO

O reconhecimento de padrão como campo de estudo desenvolveu-se significativamente nos anos 60. Era um assunto bastante interdisciplinar, cobrindo desenvolvimentos nas áreas de estatística, engenharia, inteligência artificial, ciências da computação, psicologia e fisiologia, entre outras. Algumas pessoas entraram na área com um problema real para resolver. O grande número de aplicações em reconhecimento automático de caracteres, diagnóstico médico e também em pontuação de créditos, análise de vendas ao consumidor e análise de transações de cartões de créditos, tem atraído considerável esforço de pesquisa, com muitos métodos desenvolvidos e avanços feitos. Outros pesquisadores foram motivados pelo desenvolvimento de máquinas com inteligência artificial. Depois houve um crescimento da pesquisa em sistemas baseados em conhecimento nos anos 70 e redes neurais (Subrahmanyam e Sujatha, 1997; Ericsson et al., 2005; Antonini et al., 2006; Taplak, Uzmay e Yildirim, 2006).

Neste capítulo apresenta-se uma metodologia genérica para diagnóstico de falhas em máquinas através de técnicas de reconhecimento de padrões. O método proposto tem

a vantagem de ser aplicado em sinais complexos, como aqueles presentes nos sinais de vibração de mancais de rolamento com e sem defeitos. A assinatura do sinal varia com a localização e severidade dos defeitos dos mancais de rolamentos, lubrificação, carga e velocidade do eixo.

Especificamente, a técnica proposta contém extração eficaz de recursos, boa capacidade de aprendizado, fusão confiável de características, e um algoritmo simples de classificação.

Recentemente, tem havido um crescente interesse e esforço no desenvolvimento de sistemas embutidos em “chips” que integrem a leitura, o diagnóstico da falha e o controle em um único “microchip”. Com o avanço de tecnologia de capacitação como sistemas microeletroeletrônicos e nanotecnologia, os cientistas prevêem que tal conceito de sistema embutido em “chips” se transformará em realidade nos próximos 5 anos.

Tal sistema irá requerer processamento automático de dados e tomada de decisão sem a intervenção de operadores humanos.

O interesse no diagnóstico de defeitos em mancais de rolamentos surgiu porque a maioria das falhas em máquinas rotativas se deve a mancais de rolamentos defeituosos. Os sinais de vibração obtidos a partir das vizinhanças de uma montagem de mancal contêm informações ricas sobre a assinatura do mancal. A identificação eficaz das condições do mancal, entretanto, não é tão direta. Isto nos motiva a escolher o diagnóstico de falhas dos mancais de rolamentos como um exemplo na apresentação da metodologia proposta.

Existem vários fatores que contribuem para a complexidade da assinatura dos mancais. Primeiro, a variação da geometria e montagem do mancal, isso torna difícil determinar com precisão as frequências características do mancal de rolamento. Segundo, a localização dos defeitos do mancal de rolamento provoca comportamento diferente na resposta transitória do sinal. Terceiro, as assinaturas parecem ser muito diferentes com o mesmo tipo de defeito em diferentes estágios do dano, isto é, severidade. Finalmente, a velocidade operacional, lubrificação e as cargas do eixo afetam bastante como e quanto uma máquina vibra.

A análise em domínio de tempo foca diretamente na forma de onda em domínio de tempo do sinal de vibração. Em situações simples, pode-se visualmente detectar grupos de impulsos induzidos pelo defeito em períodos regularmente espaçados de tempo. Se as frequências de ocorrência do impulso estiverem próximas em uma das frequências características do mancal, como a frequência de defeito da pista interna,

freqüência de defeito da pista externa ou freqüências de defeito da esfera, isto pode indicar uma falha relacionada com defeito nos mancais de rolamentos. Para situações menos óbvias ou para os fins de detecção automática, os valores RMS e de pico da amplitude de vibração, e também os parâmetros estatísticos derivados da função de densidade de probabilidade de amplitude dos sinais de vibração do mancal podem ser calculados e comparados com aqueles dos mancais normais. Foi mostrado em Xi, Sun e Krishnappa (2000), que os parâmetros estatísticos, como fator de Crista e valor Curtose, são robustos para condições variáveis de operação de um mancal e são bons indicadores de defeitos incipientes. Os fatores de folga e impulso também são bons indicadores de característica de picos dos impulsos gerados pelo contato de um defeito com as superfícies conjugadas do mancal (Li e Pickering, 1992). Entretanto, a desvantagem é que conforme o defeito se espalha pelas superfícies do rolamento, o valor destes parâmetros estatísticos caem de volta ao normal (Xi; Sun e Krishnappa, 2000).

Entre os vários métodos usados com base na análise em domínio de freqüência, foi mostrado que a técnica de ressonância de freqüência alta (Mcfadden e Smith, 1984a) é capaz de capturar o espectro do sinal do envelope, que pode estar relacionado com as excitações induzidas pelo defeito. A eficácia deste método fundamenta-se em uma escolha adequada das freqüências de faixa estreita em torno da ressonância selecionada, que varia de caso para caso, portanto, limita sua capacidade de detecção automatizada. A análise tempo-freqüência usa a transformada de Fourier ou a transformada de ondulação e tem boa capacidade de lidar com sinais não-estacionários. Devido a resolução incrementada em tempo e freqüência, a transformada de ondulação permite a reconstrução das informações sensoriais de forma que as características relacionadas ao defeito são destacadas. Mesmo assim, o conhecimento e experiência do especialista em análise de vibração desempenha um papel significativo na aplicação destes métodos.

As Técnicas de Reconhecimento de Padrões começaram a ser exploradas mais intensamente nos últimos anos (Li et al., 1991; Xi; Sun e Krishnappa, 2000; Almeida e Almeida, 2005a). Elas oferecem potencial para processamento automático de informações e tomada de decisão para diagnóstico. Neste capítulo, propõe-se uma metodologia de Reconhecimento de Padrões com o objetivo de melhorar a confiabilidade. Em particular, isto é conseguido permitindo-se redundância entre as características extraídas dos sinais de vibração. Em complemento, ela pode combinar o mérito de técnicas existentes através da tolerância à características extraídas de ambos os domínios em tempo e freqüência.

Este capítulo mostra um estudo sobre os sinais de vibrações, para diagnósticos de defeitos em rolamentos baseado nas Técnicas de Reconhecimento Padrão, usando os parâmetros estatísticos.

Serão estudados métodos de reconhecimento padrão, com a teoria matemática para a transformação do modelo espaço medido composto de várias medidas de vibrações em rolamentos com e sem defeitos para o modelo padrão com dimensão finita. Em seguida também será feita uma transformada em um espaço característico (específico) e posteriormente uma outra transformação, que resultará em um modelo de espaço classificado.

No espaço característico utilizaremos na análise estatística, os parâmetros mais sensíveis a rotação e a carga, determinado no quarto capítulo, que veremos mais adiante, como RMS, pico, fator de crista, fator de defeito e a distribuição do momento (Curtose).

Esses parâmetros estatísticos são selecionados para a forma de modelo espaço característico, no qual será construído em duas dimensões.

A transformação intermediária tem o objetivo de agrupar os dados de diferentes defeitos dos rolamentos, em diferentes regiões do espaço característico através da Técnica de Diagonalização, e depois construir o espaço classificado pela função Discriminante Linear (Distância Mínima Euclidiana aplicando funções Discriminantes Lineares – Aprendizado de Máquina Linear) ou pelo Método de Cluster (Multivariadas Não Supervisionada). O Método de Cluster será visto em anexo A, no final da tese. Desta forma, o espaço classificado será treinado com os dados dos rolamentos com seus respectivos defeitos, isto será visualizado através dos gráficos de dispersões usando as medidas de vibrações em aceleração no tempo, para diferentes classes de defeitos dos rolamentos.

Outro aspecto estudado é a influência do efeito da variação da rotação do eixo e da carga nos resultados dos métodos estatísticos e nas técnicas de Reconhecimento Padrão, devido a sensibilidade dos componentes do rolamento.

Para realizar os cálculos dos parâmetros estatísticos dos sinais de vibrações da máquina de teste construída para a análise experimental no quinto capítulo, utilizou o acelerômetro fixado em um determinado ponto, próximo ao rolamento com defeito, e foram utilizados os softwares Matlab®, Max® e Labview®.

Os parâmetros estatísticos serão comparados através de gráficos (análise de tendência), com o objetivo de obter uma maior confiabilidade na localização e

severidade dos defeitos nos rolamentos, e depois aplica-se com os dados obtidos na prática, as Técnicas de Reconhecimento de Padrão.

4.2 TEORIA E METODOLOGIA DO RECONHECIMENTO PADRÃO

O reconhecimento padrão pode ser classificado como heurístico, lingüístico e matemático (Andrew, 1972), pode-se descrever o reconhecimento padrão matemático como aquele que identifica padrões classificáveis através das transformações matemáticas em quatro espaços, o espaço medido M, para o espaço padrão P, para o espaço específico (característico) F, e finalmente para o espaço classificado C, então têm-se:

$$M \rightarrow P \rightarrow F \rightarrow C \quad (4.1)$$

Nota-se que as descrições anteriores são dados por Andrews (1972), na qual, apenas incluí-se o espaço medido, (Xi; Sun e Krishnappa, 2000; Almeida e Almeida, 2005).

4.3 ESPAÇO MEDIDO

O espaço medido é construído diretamente pelos dados medidos, ou seja, pelas medidas de vibrações realizadas na máquina com defeito no rolamento e coletadas por uma placa de aquisição da National Instruments. Considerando a dimensão finita N, tem-se a seguir a coluna do vetor de dados:

$$S = [s_1, s_2, \dots, s_i, \dots, s_N]^T \quad (4.2)$$

Isso representa uma série de medidas com N dados amostrados e digitalizados. Portanto, o estado de medidas é formado por N eixos, e o vetor S representa um ponto no espaço.

Agora, usam-se dados protótipos de cada classe, com o objetivo de identificar e estabilizar o modelo classificado. Para cada classe, precisa-se de um conjunto de dados protótipos amostrados, por esta razão, o vetor do espaço medido representa o mesmo protótipo m th da classe k , e é expresso da seguinte maneira:

$$q_m^{(k)} = \left[q_{1m}^{(k)}, q_{2m}^{(k)}, \dots, q_{N_m}^{(k)} \right]^T \quad (4.3)$$

onde $m=1, \dots, M_k$. M_k é definido como o número de dados do vetor protótipo para a classe k th. Para K classes, o número total de conjuntos de dados, N_d , é dado por:

$$N_d = \sum_{k=1}^K M_k \quad (4.4)$$

4.4 ESPAÇO PADRÃO

Segundo Andrew (1972), o espaço padrão é representado pelos dados medidos. O espaço padrão é essencialmente o que domina, seleciona e digitaliza os dados coletados pelo sensor de vibração (acelerômetro).

Isso também será analisado pela média da análise dos métodos estatísticos. Depois deste processo, o vetor de dados S torna-se um novo vetor x_p .

$$x_p = \left[x_{p1}, x_{p2}, \dots, x_{pi}, \dots, x_{pR} \right]^T \quad (4.5)$$

onde o índice p indica o espaço padrão. As dimensões do espaço padrão são definidas como R , onde $R \leq N$. O protótipo é dado pelo seguinte vetor,

$$y_{pm}^{(K)} = \left[y_{p1m}^{(K)}, y_{p2m}^{(K)}, \dots, y_{pRm}^{(K)} \right]^T \quad (4.6)$$

A classificação do problema é simplesmente a descoberta da separação das superfícies com dimensão R , com o objetivo de classificar corretamente o protótipo conhecido.

A solução é baseada nas hipóteses em que o espaço padrão forma-se um espaço métrico (relativo) e satisfaça as seguintes condições com relação aos pontos (a,b,c) do espaço analisado (Andrew, 1972):

1. $d(a,b)=d(b,a)$ 2. $d(a,b)\leq d(a,c)+d(b,c)$
3. $d(a,b)\geq 0$; 4. $d(a,b)=0$ se $a=b$,

onde d é definido como a função distância, e a,b e c representam três vetores no espaço padrão. Em termos do espaço métrico (relativo), a similaridade do ponto x_p para a classe k th, pode ser medida como:

$$S\left(x_p, \left\{y_{pm}^{(k)}\right\}\right) = \frac{1}{M_k} d^2\left(x_p, y_{pm}^{(k)}\right) \quad (4.7)$$

A similaridade, é simplesmente a média do quadrado da distância entre o ponto x e o conjunto de protótipos $y_{pm}^{(k)}$.

Contudo, se o espaço padrão for um espaço métrico (relativo), no sentido em que cada dimensão ou eixo for uma medida quantitativa do mesmo fenômeno físico estudado, ele é ainda importante para que não cometamos erros com os dados analisados.

Então, cada dimensão pode ser uma medida de parâmetros não relacionados e isto deve ser propriamente normalizado antes de iniciar as combinações com as outras dimensões como em uma distância calculada.

Comparando os vetores com a mesma unidade e depois normalizando os dados medidos, na qual é referido para o quadrado do desvio padrão. A maneira mais simples é dividir os dados medidos pelas suas variâncias, sabendo que as variâncias são normalizadas.

O uso da normalização pela variância de normalização com a sua dimensão pode ser menos sensível para valores de ruídos extremos. Então, tem-se que:

$$X'_r = \frac{X_r}{\sigma_r} \quad (4.8)$$

onde,

$$\sigma_r^2 = \left(\sum_{k=1}^K M_k \right)^{-1} \sum_{k=1}^K \sum_{m=1}^{M_k} (y_{rm}^{(k)} - \bar{y}_r)^2 \quad (4.9)$$

ou,

$$\bar{y}_r = \left(\sum_{k=1}^K M_k \right)^{-1} \sum_{k=1}^K \sum_{m=1}^{M_k} (y_{rm}^{(k)}) \quad (4.10)$$

onde \bar{y}_r representa o tipo de variância da dimensão rth definida pelos protótipos.

4.5 ESPAÇO CARACTERÍSTICO (ESPECÍFICO)

O espaço característico é o espaço intermediário entre o espaço padrão e o espaço classificado, com as dimensões definidas por L. O vetor de dados x_f e o vetor protótipo $y_{fm}^{(k)}$ do espaço característico (específico) são definidos como:

$$x_f = [x_{f1}, x_{f2}, \dots, x_{fi}, \dots, x_{fL}]^T \quad (4.11)$$

e

$$y_{fm}^{(k)} = [y_{f1m}^{(k)}, y_{f2m}^{(k)}, \dots, y_{fLm}^{(k)}]^T \quad (4.12)$$

onde o índice f indica o espaço característico (específico). Esse espaço é para reduzir as dimensões do espaço padrão, na qual o algoritmo de classificação pode ser computado com eficiência e os resultados apresentados corretamente. O espaço característico também combina as dimensões do espaço padrão com a extração das características classificadas. O espaço característico estudado é composto por seis parâmetros.

O processo de seleção do espaço característico é usado para encontrar uma transformação, com o intuito de reduzir as dimensões do espaço padrão e manter suas características diferenciáveis para classificação proposta, (Donavan e Krishnappa, 1999).

4.6 ESPAÇO CLASSIFICADO

O espaço classificado é definido como a separação das superfícies no espaço característico (específico).

O algoritmo de classificação define a divisão de N dimensões do espaço característico em regiões separadas onde cada região associa-se com uma classe.

Para uma determinada classe K , as suas superfícies serão separadas em K superfícies. As superfícies separadas são planas, com dimensão $L-1$. A classificação algorítmica é usada para definir a divisão do espaço, no específico dimensional L dentro das regiões separadas, com cada região associada com uma classe.

A separação das regiões é um ponto na linha para $L=1$, uma linha no plano para $L=2$, e um plano no volume para $L=3$. Por exemplo, as condições de contorno do espaço classificado $L=2$ pode ser formado por curvas. Neste trabalho usou $L=2$.

4.7 RECONHECIMENTO DE PADRÃO DOS PARÂMETROS ESTATÍSTICOS

O reconhecimento do espaço padrão dos parâmetros estatísticos é baseado na construção do espaço padrão usando a análise estatística. Nesta seção descreve-se como são selecionamos os parâmetros estatísticos para formar o espaço padrão para diagnósticos de defeitos em rolamentos. Nas duas seções seguintes, serão mostrados como será a construção do espaço característico e do espaço de classificação, (Xi; Sun e Krishnappa, 2000; Sun et al., 2004).

4.8 SELEÇÃO DO ESPAÇO PADRÃO

Os parâmetros estatísticos usados para o diagnóstico em rolamentos (Almeida e Almeida, 2005a) e a seleção do espaço padrão são: Pico, fator de impulso, fator de folga, RMS, fator de forma, fator de crista, Curtose e fator de defeito, definidos pelas equações (2.20), (2.21), (2.22), (2.23), (2.24), (2.26), (2.27) e (2.28). A aplicação da distribuição dos momentos como Curtose tem tido resultados bem estáveis nos sinais de vibrações para o monitoramento dos rolamentos em máquinas rotativas.

O valor RMS é a média quadrática do momento de segunda ordem, e a variância é o momento central de segunda ordem.

O momento pode ser escrito como:

$$M_r = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (S_k - \bar{S})^r \quad (4.13)$$

onde N é o número de pontos medidos e r é a ordem do momento. As equações seguintes apresentam os cálculos para outras variáveis estatísticas em formas discretas. Nota-se que o pico e o RMS tem unidades. Para a normalização foi usado o valor RMS para os dados relativos aos rolamentos sem defeitos, definido como RMS_u , como parâmetro normalizado.

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (S_k - \bar{S})^2} \quad (4.14)$$

$$RMS^* = \frac{RMS}{RMS_u} \quad (4.15)$$

$$Pico = \frac{1}{2} \cdot (\max(S_k) - \min(S_k)) \quad (4.16)$$

$$Pico^* = \frac{Pico}{RMS_u} \quad (4.17)$$

$$\text{Fator de Crista} = \frac{[\text{Pico}]}{\text{RMS}} \quad (4.18)$$

$$\text{Fator de Defeito} = \text{Pico} - \text{RMS} \quad (4.19)$$

$$\text{Fator de Defeito}^* = \frac{\text{Pico} - \text{RMS}}{\text{RMS}_u} \quad (4.20)$$

$$\text{Curtose} = \frac{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (S_i - \bar{S})^4}{\text{RMS}^4} \quad (4.21)$$

$$\text{Fator de Folga} = \frac{\text{pico}}{\frac{1}{N} \left(\sum_{i=1}^N \sqrt{|S(i)|} \right)^2} \quad (4.22)$$

$$\text{Fator de Impulso} = \frac{\text{pico}}{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N |S(i)|} \quad (4.23)$$

$$\text{Fator de Forma} = \frac{\text{RMS}}{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N |S(i)|} \quad (4.24)$$

A identificação de indicadores significativos a partir de uma grande quantidade de informação sensorial (dados do sinal) é desafiadora e tem sido um ponto focal no domínio do diagnóstico de falhas. O avanço da tecnologia de processamento de sinais e o melhor entendimento da dinâmica de um processo físico contribui para a obtenção de características mais eficazes, precisas, e confiáveis para diagnóstico. Para algumas aplicações, uma ou duas características chaves podem ajudar a chegar em conclusões de diagnóstico diretamente sem requerer outros processamentos. Entretanto, na maioria das situações, as características sensíveis não são diretas de se obter e é necessário um processamento adicional das características extraídas. Isto é especialmente verdadeiro quando as características relacionadas com as falhas das máquinas são dinâmicas, e de grande quantidade, com algumas sendo redundantes, mas não facilmente discriminadas umas das outras. Em qualquer caso, a extração de características é importante.

Provavelmente o aspecto mais importante do reconhecimento de padrões é aquele da extração de características. É desejável que as características extraídas do sinal sejam sensíveis as falhas das máquinas, e robustas às condições operacionais variáveis das máquinas e ruído de fundo. Também é muito importante, que os algoritmos para extração de características a partir de uma grande quantidade de dados de sinal permitam computações não dispendiosas. Isto é particularmente relevante durante o monitoramento de um sistema dinâmico, onde as mudanças devam ser capturadas dentro de um período de tempo muito curto. Tem havido muita ênfase no desenvolvimento e aplicação de tecnologia avançada de processamento de sinais para se obter características desejáveis para a monitoração de condições e diagnóstico de falhas. Por outro lado, o bom entendimento da dinâmica das máquinas em questão e do processo é igualmente importante. Deseja-se apresentar através do exemplo a seguir, que uma combinação de ambos aspectos é a chave para um bom algoritmo de extração de características. Por isso, desejamos enfatizar que a atitude em relação a extração de características é incluir tantas características quanto possível a fim de maximizar a sensibilidade e confiabilidade para reconhecimento de padrões. Encoraja-se incluir características, que tenham mostrado alguma sensibilidade a certas classes de falhas sob certas condições operacionais. Não há necessidade de se gastar muito esforço em perseguir algumas características perfeitamente independentes. Podemos deixar a tarefa da fusão de características para um outro elemento funcional que levará a uma tomada de decisão precisa e eficiente.

Portanto, o fator de Crista e valor Curtose são vistos como independentes do nível de energia de vibração, mas respondem mais à característica de pico do sinal de vibração. Como tais, eles fornecem uma indicação antecipada de alterações significativas no sinal de vibração. Entretanto, conforme o dano aumenta, o sinal de vibração se torna mais aleatório e o fator de Crista e o valor de Curtose reduzem para os níveis não danificados. Os fatores de folga e de impulso exercem efeitos semelhantes como fator de Crista e valores Curtose (Li e Pickering, 1992). Estes pesquisadores mostraram que fator de crista e Curtose são os parâmetros mais sensíveis para fragmentações por fadiga localizada ao passo que fator de folga e fator de impulso são robustos às condições operacionais em alteração. Portanto, decidiu-se primeiro incluir o parâmetro Curtose e Fator de Crista para detectar os danos localizados do rolamento na parte experimental.

Para indicar o nível de energia de um sinal de vibração, usa-se comumente o valor eficaz (RMS) do sinal no tempo. Os valores pico-a-pico e pico podem indicar o nível absoluto de amplitude das vibrações.

Com tais informações, esperamos detectar a severidade dos danos. Entretanto, estes parâmetros não podem ser usados para uma detecção instantânea simples dos danos do rolamento, pois os valores esperados geralmente exibem uma ampla faixa dependendo da velocidade operativa do objeto, carga, e ambiente operacional. A fim de se vencer esta dificuldade, propõe-se usar valores normalizados levando-se em conta as condições operacionais e vibrações não induzidas pelo defeito.

Onde RMS_u é considerado o valor RMS de referência para um rolamento não danificado. Existem algumas formas de se obter este valor dependendo da aplicação. Para máquinas estacionárias, a referência poderia ser tomada quando os mancais estivessem em boas condições, sob condições operacionais comuns. Para a monitoração de condições de mancais de rolamentos, por exemplo, propõe-se que a referência seja os valores RMS médios dos sinais tomados de todos os mancais que passam pelos sensores. Isto é eficaz, pois a relação do número de mancais potencialmente defeituosos pelo número de mancais saudáveis sendo monitorados ao mesmo tempo é pequena e o valor RMS de referência reflete as condições operacionais atuais verdadeiras incluindo carga, velocidade e ruído de fundo. Portanto, as equações (4.15) e (4.17) permitem a expressão dos níveis de energia de vibração relacionados com as condições de saúde dos mancais. O RMS_u é determinado levando em consideração a carga e rotação do eixo para o rolamento. Em termos de RMS_u , pode-se definir a seguinte normalização do vetor Z , (Sun et al., 1999).

$$Z = \begin{bmatrix} Z_1 \\ Z_2 \\ Z_3 \\ Z_4 \\ Z_5 \\ Z_6 \\ Z_7 \\ Z_8 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} RMS^* \\ Pico^* \\ FatordeCrista \\ FatordeDefeito^* \\ Curtose \\ FatorFolga \\ FatorImpulso \\ FatorForma \end{bmatrix} \quad (4.25)$$

4.9 SELEÇÃO DO ESPAÇO PADRÃO REDUZIDO

Os parâmetros estatísticos dos sinais de vibrações são afetados pelas condições de operação, por exemplo, a rotação do eixo, lubrificação e a carga. A análise de tendência é direcionada para investigar os efeitos das condições de operações dos rolamentos nos parâmetros estatísticos, e será realizada no quinto capítulo. O vetor x_p para a forma de espaço modelo (espaço padrão reduzido) obtido na análise experimental mostrado mais adiante no quarto capítulo é definido como:

$$x_p = \begin{bmatrix} x_{p1} \\ x_{p2} \\ x_{p3} \\ x_{p4} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \text{RMS}^* \\ \text{Curtose} \\ \text{FatordeCrista} \\ \text{FatordeDefeito}^* \end{bmatrix} \quad (4.26)$$

A dimensão do espaço padrão é portanto quatro.

4.10 SELEÇÃO DO ESPAÇO CARACTERÍSTICO (ESPECÍFICO)

4.10.1 Origem Específica

O aspecto mais importante do reconhecimento padrão é selecionar o espaço característico. Pelo ensaio e análise de tendência realizada no quinto capítulo, que será visto mais adiante, escolheu-se os parâmetros mais sensíveis a variação da carga e da rotação para o rolamento com defeito na pista externa ensaiado no Laboratório de Vibrações e Acústica da Universidade Federal de Itajubá.

Por esta razão, o segundo espaço específico foi escolhido como:

$$\text{RMS}^* \frac{\text{FatordeCrista}}{\text{Curtose}} + \text{FatordeDefeito}^* \quad (4.27)$$

Pela substituição da equação (4.27) pelo fator de crista e o fator de defeito* em x_f no segundo espaço, o vetor definido como espaço específico é dado como:

$$x_f = \begin{bmatrix} x_{1f} \\ x_{2f} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \text{Curtose} \\ \frac{\text{Pico}}{\text{Kurtose} \cdot \text{RMS}_u} + \frac{\text{Pico} - \text{RMS}}{\text{RMS}_u} \end{bmatrix} \quad (4.28)$$

A dimensão do espaço específico é dois, $L=2$ e o protótipo do vetor é definido como:

$$y_{fm}^{(k)} = \begin{bmatrix} y_{f1m}^{(k)} \\ y_{f2m}^{(k)} \end{bmatrix} \quad (4.29)$$

Nota-se que os parâmetros estatísticos atuais que deverão ser usados neste trabalho para reconhecimento de padrão são: Fator de Crista, RMS^* , Curtose e Fator de Defeito*.

O espaço específico pode ser construído usando a equação (4.27) quando são consideradas ambas condições de defeitos nos rolamentos: incipientes ou defeitos em estágios avançados. Logicamente, nas condições de operações são consideradas a velocidade, lubrificante (lubrificação) e a carga para defeitos severos em rolamentos. A grande dificuldade está na classificação, por esta razão, a transformação intermediária a seguir é aplicada para introduzir o efeito do agrupamento das amostras com cada classe.

4.11 TRANSFORMAÇÃO INTERMEDIÁRIA

A transformação intermediária tem o propósito de aumentar os agrupamentos de protótipos dentro da mesma classe. Isto é realizado através da minimização de uma métrica entre os pontos, definindo a classe. Para a classe k th, há um total de M_k protótipos de $y_m^{(k)}$, sendo cada ponto nas duas dimensões do espaço característica.

A transformação intermediária do espaço característica é definida como:

$$y'_{fm}^{(k)} = W^{(k)} y_{fm}^{(k)} \quad (4.30)$$

Onde o apóstrofo da equação acima indica a transformação intermediária, σ_1^2 e σ_2^2 são as variâncias das duas variáveis no espaço específico, $W^{(k)}$ é definido pela seguinte matriz diagonal, (Xi; Sun e Krishnappa, 2000):

$$W^{(k)} = \left(\frac{1}{\sigma_1^2} + \frac{1}{\sigma_2^2} \right)^{-1} \cdot \begin{bmatrix} \frac{1}{\sigma_1^2} & 0 \\ 0 & \frac{1}{\sigma_2^2} \end{bmatrix} \quad (4.31)$$

As variâncias σ_1^2 e σ_2^2 são calculadas, respectivamente, pela primeira e segunda linhas dos seguintes dados da matriz $Y^{(k)}$ formado pelo protótipo M_k :

$$Y^{(k)} = \begin{bmatrix} y_{f11}^{(k)} & \cdots & y_{f1M_k}^{(k)} \\ y_{f21}^{(k)} & \cdots & y_{f2M_k}^{(k)} \end{bmatrix} \quad (4.32)$$

Através da transformação intermediária, a média quadrada da distância dos intraconjuntos (subconjuntos) da classe k th é minimizada (Andrew, 1972). Isto pode ser visto na equação (4.31) em que as duas coordenadas dimensionais são inversamente proporcionais as suas variâncias, de suas próprias dimensões. As amostras pertencentes a mesma classe, são agrupadas.

Para diagnósticos em rolamentos, o vetor x_f após a transformação intermediária, torna-se:

$$\hat{x}_f = Wx_f \quad (4.33)$$

4.12 FORMAÇÃO DO ESPAÇO CLASSIFICADO

Recordando que o objetivo da formação do espaço classificado é dividir o espaço característico, para K classes, $S_1, \dots, S_k, \dots, S_K$, matematicamente, este problema consiste em encontrar a função que possa medir cada ponto no espaço característico em termos de seus graus de seus membros para uma dada classe.

Esta função é chamada de função discriminante no reconhecimento padrão, e isto é definido para todos os pontos de x_f no espaço característico, dentro das regiões descritas em S_k , onde existe uma função $g_k(x)$, (Sun et al., 2004), tal que:

$$g_k(x_f) > g_j(x_f), \forall x_f \in S_k \text{ e } \forall k \neq j \quad (4.34)$$

Em outras palavras, dentro da região S_k , a função discriminante k th terá o maior valor.

A função discriminante linear “piecewise (aprendizado de máquina linear)” é usada para aproximar as condições ou limites de contorno, separando as diferentes regiões (classes). Estas funções são definidas pela distância mínima entre o ponto x_f e os pontos dos protótipos na classe S_k .

$$d(x_f, S_k) = \min_{m=1, \dots, M_k} \left\{ d(x_f, y_{fm}^{(k)}) \right\} \quad (4.35)$$

O ponto x_f pertence a classe S_k , quando a distância for mínima. Portanto, a classificação torna-se uma tarefa em determinar a distância mínima entre todos os protótipos de S_k e as incógnitas x_f , matematicamente, isto pode ser escrito como:

$$x_f \in S_k \text{ se } d(x_f, S_k) = \min_k d(x_f, S_k) \quad (4.36)$$

Para título de ilustração a Figura 4.1 mostra que os pontos 1 e 4 possuem a menor distância, portanto serão agrupados.

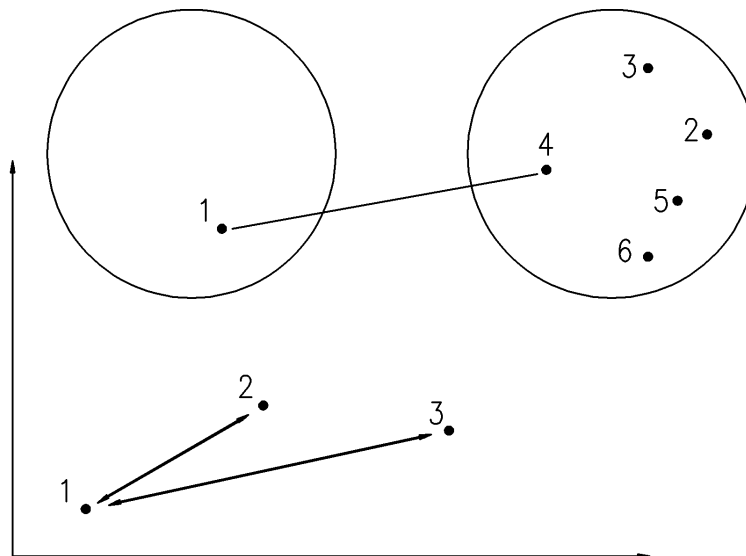


Figura 4.1 – Agrupamento dos pontos em função da distância mínima

Através das manipulações matemáticas (Andrew, 1972), a função discriminante linear “piecewise” (aprendizado da máquina linear) pode ser dada como:

$$g_k(x_f) = \max_{m=1, \dots, M_k} \left\{ x_f^T y_{fm}^{(k)} - \frac{1}{2} y_{fm}^{(k)T} y_{fm}^{(k)} \right\} \quad (4.37)$$

Nos limites a equação (4.35) não dá uma única solução. Quer dizer, que define as curvas de limite que separam a classe k da classe j . Então tem-se que,

$$g_k(x_f) = g_j(x_f) \quad (4.38)$$

As condições de contorno que separam as diferentes regiões em classes são determinadas pela seguinte equação:

$$g_k(x_f) - g_j(x_f) = 0 \quad (4.39)$$

Os limites de contorno determinados pela equação (4.39), mostram que diferentes divisões de diferentes regiões de classes para cada um dos defeitos do rolamento.

Portanto, pode-se usar as equações (4.37) e (4.38) para gerar as curvas de limite. Para isso precisa-se varrer através de ambas as dimensões do espaço de classificação 2D e encontrar pontos que satisfaçam a equação (4.38). Subseqüentemente, as curvas de limites são obtidas pela conexão dos pontos de limite. As Figuras 4.2 e 4.3 mostram um exemplo de uma curva de limite separando duas classes (superfície de decisão) e um classificador.

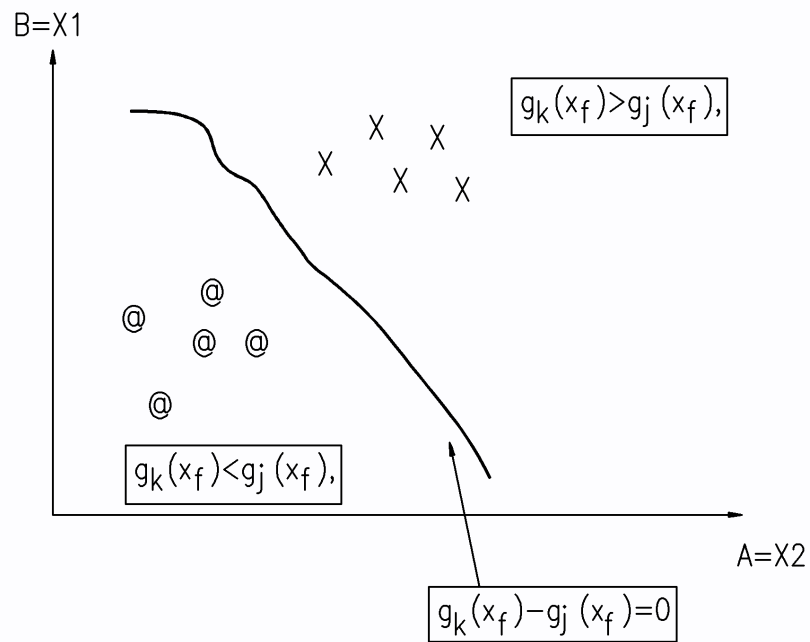


Figura 4.2 – Curvas de limite separando duas classes (superfície de decisão)

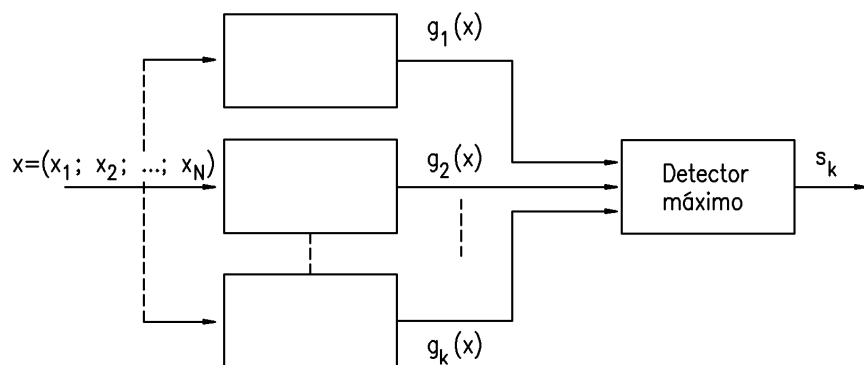


Figura 4.3 – Funções discriminantes e seu classificador

Tal processo poderia ser computacionalmente dispendioso mesmo com apenas duas dimensões. Entretanto, ele é realizado off-line durante o estágio de treinamento e não afetará a eficiência do diagnóstico on-line. Por conseguinte, as classificações lineares só são possíveis quando os pontos de protótipo não estão se sobrepondo uns aos outros no espaço de classificação. Isto vem de encontro ao objetivo primário durante mapeamento do espaço de característica para o espaço de classificação. Finalmente, deve-se notar que as curvas limite são geradas cada vez que ocorre um treinamento. A inclusão de um novo ponto de treinamento alterará os limites em torno de sua classe.

4.13 CONCLUSÕES

Neste capítulo foi desenvolvida uma metodologia geral para diagnóstico de falhas em rolamentos através de uma técnica de reconhecimento de padrões. Esta envolve aquisição de dados, extração de características, mapeamento para fusão de características, classificação e diagnóstico. Embora tem-se empregado em diagnósticos de defeitos em mancais de rolamento, o método proposto pode ser utilizado em outras aplicações apenas pela modificação das características extraídas do sinal. Para aumentar a sensibilidade e confiabilidade do reconhecimento de padrões, deve-se incluir tantos parâmetros de características quanto possíveis, sem se preocupar com redundância ou singularidades numéricas. O método é adequado para detecção e diagnóstico automático de falhas. Esse método será implementado no programa Matlab e será utilizada na parte experimental da tese.

Capítulo 5

ANÁLISE EXPERIMENTAL

5.1 INTRODUÇÃO

O trabalho experimental desta tese de doutorado foi realizado nas dependências da UNIFEI (Universidade Federal de Itajubá), no equipamento construído e instalado no Laboratório de Vibrações e Acústica, tendo como principais objetivos:

1- Obter os sinais de vibrações medidos em aceleração através de um acelerômetro e adquiridos pela placa de aquisição da National Instruments no protótipo desenvolvido para a tese de Doutorado;

2- Processar e analisar os sinais de vibrações em aceleração através dos softwares Labview 7.1 (Sound and Vibration) e software Max;

3- Mudar a rotação, carga e o lubrificante (lubrificação) do rolamento com defeito na pista externa, utilizando as amplitudes em aceleração - pico, com o objetivo de aplicar a técnica de Projeto de Experimentos (Método Fatorial) do terceiro capítulo.

4- Determinar através da Técnica de Projeto de Experimentos (Método Fatorial), quais as variáveis são significativas ou influenciam nos níveis de vibrações em aceleração - Pico;

5- Variar a rotação e carga, com o rolamento com defeito na pista externa e obter os sinais de vibrações em aceleração;

6- Determinar através da análise de tendência, quais os parâmetros estatísticos são mais sensíveis à variação da carga e da rotação, usando a mesmo lubrificante (lubrificação), com o intuito de definir e reduzir o espaço padrão do quarto capítulo;

7- Obter várias medidas com os rolamentos em seis condições ou classes de defeitos, conforme a tabela 5.9, que será mostrado mais adiante;

8- Aplicar a Técnica de Reconhecimento de Padrão;

9- Testar um novo rolamento com defeito na pista interna (BPFI) no sistema desenvolvido, para validar a Técnica de Reconhecimento de Padrão desenvolvido no quarto capítulo.

5.2 ESQUEMA DO BANCO DE ENSAIO, DESCRIÇÃO DO ENSAIO E ANÁLISE EXPERIMENTAL

O banco de ensaio é composto por um motordrive (motor+inversor), acoplamento e três mancais de rolamento, conforme mostrado nas figuras 5.1, 5.2 e 5.3. A carga é aplicada ao rolamento intermediário, através de um parafuso e a medida por uma célula de carga fixada na pista externa desse rolamento, conforme pode ser visto na figura 5.3.

Dessa forma, a carga no rolamento em teste pode ser obtida facilmente.

Nota-se na figura 5.4 que o acelerômetro está fixado na direção vertical, parte superior da caixa de rolamentos da extremidade direita do eixo, local onde também trocou-se os lubrificantes.

Também utilizou-se um amplificador de sinal, com o objetivo de aumentar o ganho na amplitude do sinal.

A variação da carga é controlada através do aperto do dispositivo de carga e medida através de uma Ponte de Wheatstone.

A variação de rotação é controlada através do inversor de frequência.

As figuras a seguir mostram o equipamento construído para a realização dos ensaios.



Figura 5.1 – Equipamento (parte experimental)



Figura 5.2 – Equipamento (parte experimental)

**Dispositivo para Aplicar a
Carga – Célula de Carga –
Strainage – Rolamento
Sem Defeito**



Figura 5.3 – Dispositivo de carga

O dispositivo de carga é fixado na pista externa do rolamento intermediário sem defeito, com o objetivo de aplicar carga no mancal de rolamento da extremidade direita do eixo, onde foram trocados os rolamentos e os lubrificantes, e realizadas as medidas de vibrações.

**Acelerômetro
Fabricante Bruel&Kjaer**

**Mancal Onde Foram Trocados o
Rolamento e o Lubrificante**

Tipos de Lubrificantes

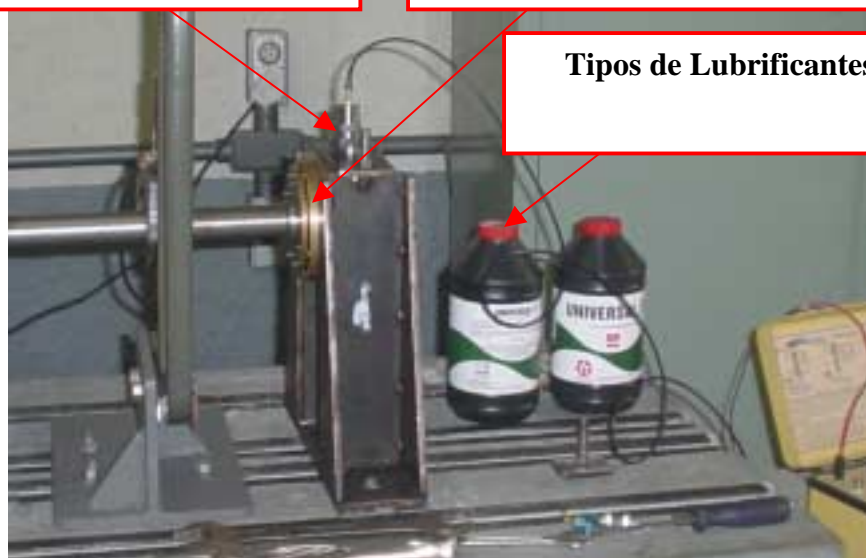


Figura 5.4 – Acelerômetro e mancal onde foram trocados o rolamento e o lubrificante

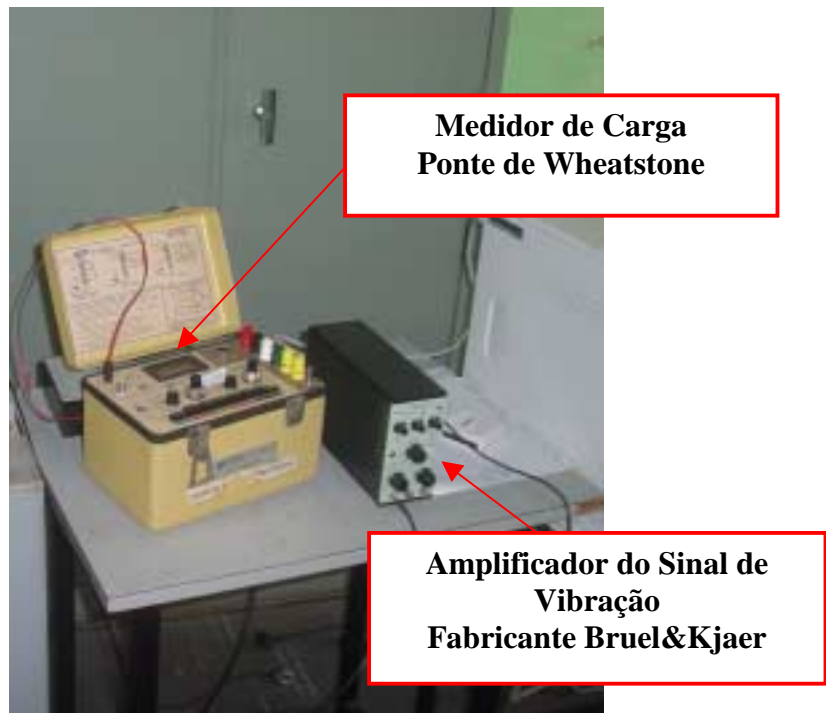


Figura 5.5 – Medidor de carga e amplificador



Figura 5.6 – Placa de aquisição da National Instruments

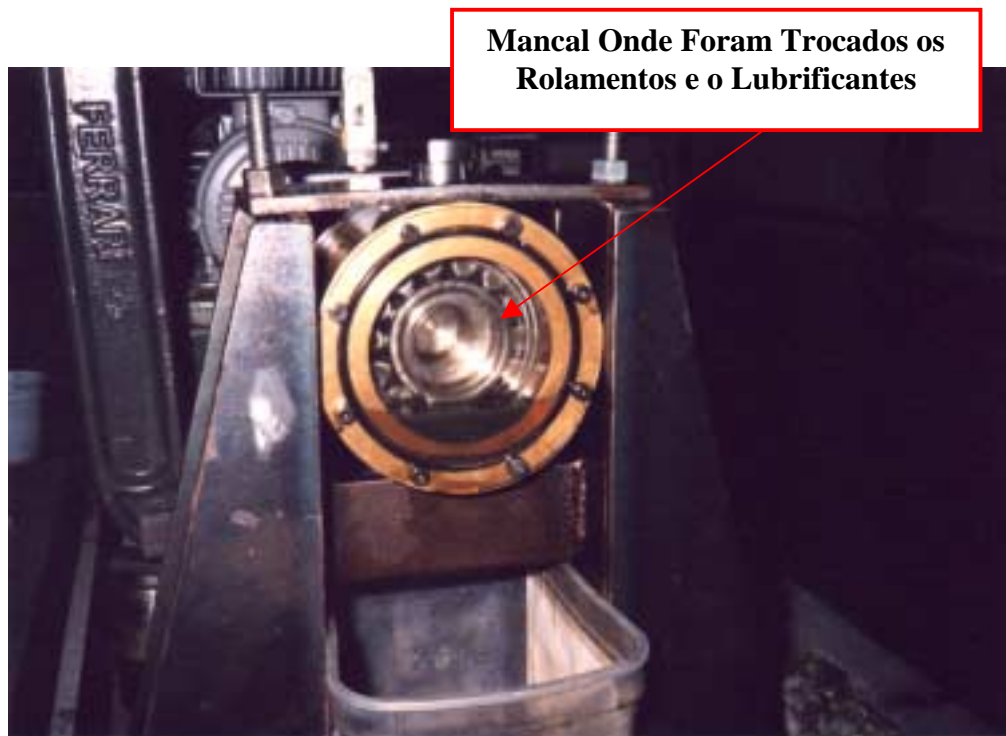


Figura 5.7 – Mancal com lubrificação por banho de óleo

As tabelas 5.1, 5.2, 5.3 e 5.4 mostram os dados do equipamento e dos instrumentos utilizados para a realização dos ensaios.

Tabela 5.1 – Dados da placa de aquisição, software e aquisição de dados.

Placa de Aquisição e Software LabView 7.1	National Instruments – NI USB - 6008
Número de Canais	8 Canais
Taxa de Transferência	10 kS/s
Faixa de Entrada	-5 Volts e +5 Volts
Janela	Hanning
Médias	4
Forma de Medida	Aceleração/Sinal no Tempo Pico

Tabela 5.2 – Dados do sensor (acelerômetro)

Fabricante	Bruel&Kjaer
Número	1318997
Faixa de Temperatura	-74°C a 250°C
Faixa de Frequência	0,5-13.000 Hz
Frequência Natural	25.000 Hz

Tabela 5.3 – Dados do amplificador e dispositivo de carga

Amplificador	Bruel&Kjaer
Tipo	2626
Faixa de Frequência	0,3 Hz a 100.000 Hz
Número Serial	825073
Tipos de Filtros	Passa Baixo (1000 Hz – 3000 Hz – 10000 Hz – 30000 Hz e 100 kHz) Passa Alto (0,3 – 3 Hz – 10 Hz e 30 Hz)
Dispositivos de Carga	Straingage e Ponte de Wheatstone
Faixa de Carga	0-5000 N

Tabela 5.4 – Dados do equipamento

Motor+Inversor	WEG
Rotação Nominal	1740 RPM
Potência	1,5 (2,0) HP-CV
Rolamentos Sem Defeito (Aplicado o Dispositivo)	NU 208 (Rolamentos de Rolos Cilíndricos – Uma Carreira)
Rolamentos que serão trocados e ensaiados	NU 208 (Rolamentos de Rolos Cilíndricos – Uma Carreira) 19 Rolamentos

Toda a análise experimental foi realizada depois de 30 minutos com o equipamento em operação. Notou-se que a temperatura medida durante esse período no mancal onde os rolamentos eram trocados e medidos se mantiveram entre 72°C a 75°C.

5.3 PROJETO DE EXPERIMENTOS (MÉTODO FATORIAL)

Variando a carga, rotação e lubrificantes conforme dados da Tabela 5.5, aplicou-se a Técnica de Projeto de Experimentos (Método Fatorial) e obtiveram-se os níveis de vibrações em aceleração – pico para o rolamento com defeito na pista externa.

Tabela 5.5 – Dados para os experimentos

FATORES	NÍVEL (+)	NÍVEL (-)
A= Rotação	1790 rpm	590 rpm
B= Lubrificação	Lubrificante SAE 140 (Óleo Mais Grosso) Maior Viscosidade	Lubrificante SAE 90 (Óleo Mais Fino) Menor Viscosidade
C=Carga	2000 N	1000 N

Foi feito um experimento fatorial, com 8 experimentos, e para cada experimento foram realizadas uma réplica (uma repetição), dois níveis (N=2) e três fatores (k=8 – rotação, carga e tipo de lubrificante/lubrificação). Os resultados obtidos foram:

Experimentos Fatoriais								UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ			
Fator A	Fator B	Fator C	AB	AC	BC	ABC	RESPOSTAS	Média	Variancia	S/R	
+	+	+	+	+	+	+	7,74	7,51	7,63	0,03	
+	+	-	+	-	-	-	4,81	4,67	4,74	0,01	
+	-	+	-	+	-	-	6,83	6,58	6,67	0,05	
+	-	-	-	-	+	+	2,83	2,68	2,72	0,03	
-	+	+	-	-	+	-	1,85	1,76	1,81	0,00	
-	+	-	-	+	-	+	1,01	1,18	1,06	0,00	
-	-	+	+	-	-	+	2,18	2,38	2,20	0,02	
-	-	-	+	+	+	-	1,53	1,55	1,54	0,00	
Efeito	3,78	0,53	2,06	0,97	1,36	-0,24	-0,29	S ²		0,02	
t _{CALC}	56,16	7,81	30,57	14,33	20,12	3,62	4,28	Var(Efeito)		0,00	
p-value	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,007	0,003	DP(Efeito)		0,07	
Significativo											

AUTORES: FABIANO E MÁRCIO

Figura 5.8 – Experimentos fatoriais

Respostas – Medidas de Picos de vibrações em aceleração G (1 G = 9,81 m/s²), 1 Réplica (1 repetição).

O valor de t_{CALC} é conhecido como o efeito do fator padronizado. A Figura 5.9 mostra o método implementado no Excel:

UNIFEI			Valor da Distribuição
Distribuição Normal			
Media	Desvio Padrão	Probabilidade	1,960
0	1	5,0%	
Distribuição t-Student			
Grau de liberdade	Probabilidade	2,306	
8	5,0%		
Distribuição F			
Grau de liberdade 1	Grau de liberdade 2	Probabilidade	3,179
9	9	5,0%	
Distribuição Qui-quadrado			
Grau de liberdade	Probabilidade	3,325	
9	5,0%		

AUTORES: FABIANO E MÁRCIO

Figura 5.9 – Programa de distribuição de t-Student

Usando a distribuição de t-Student, e entrando com 8 graus de liberdade, e utilizando $\alpha = 0,05$ de erro (probabilidade), o programa resultou num valor de distribuição de 2,306. Através do gráfico de Pareto pode-se visualizar o efeito dos fatores, veja a Figura 5.10.

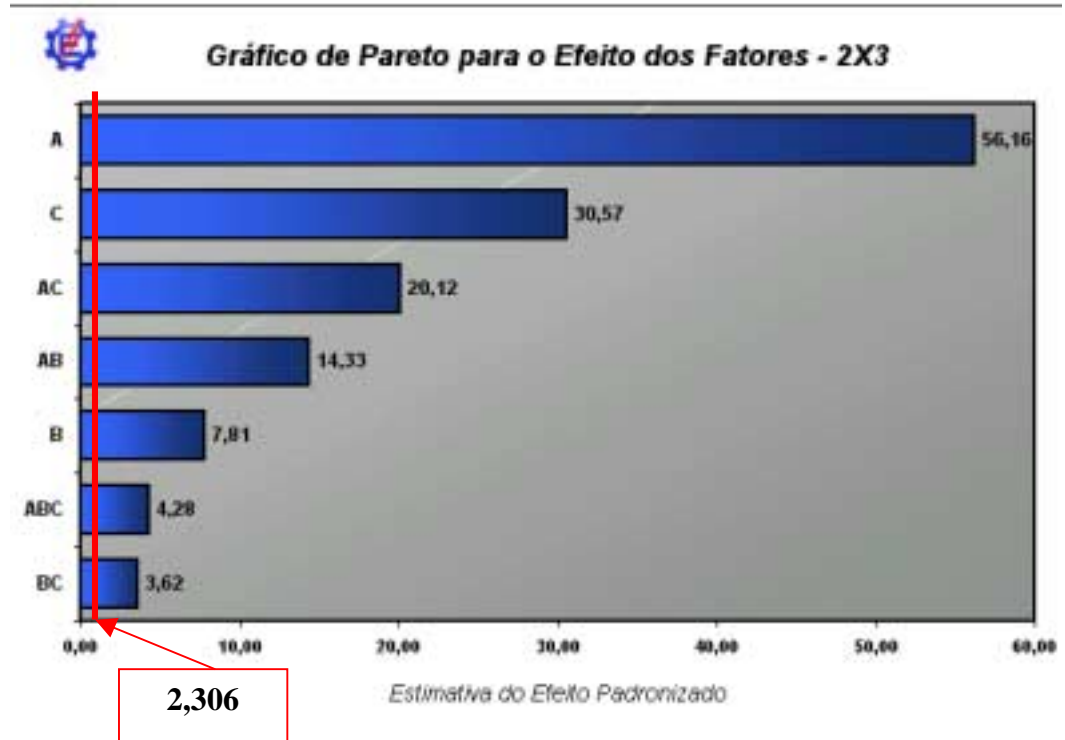


Figura 5.10 – Gráfico de Pareto

Nota-se na Figura 5.10 que os valores dos fatores de t_{CALC} acima de 2,306 são considerados significativos nos sinais e níveis de vibrações (amplitudes) medidos.

Neste exemplo prático, percebe-se que a variação da rotação, carga e a combinação deles são mais significativos quanto ao efeito de alterar a amplitude de vibrações (amplitude) do rolamento com defeito. Já a lubrificação, a combinação da carga e lubrificação, e dos três fatores juntos são menos significativos nos níveis de vibrações (amplitudes).

As Figuras 5.11 e 5.12 mostram a interação entre o fator A (rotação) e o fator B (lubrificante/lubrificação) do exemplo prático estudado.

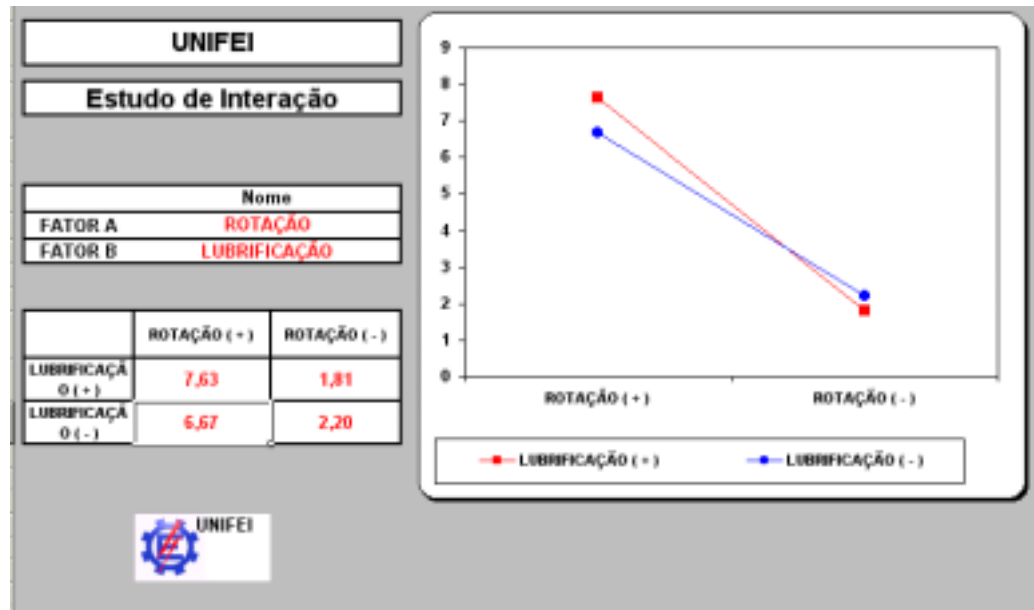


Figura 5.11 – Gráfico de interação (rotação e lubrificante/lubrificação)

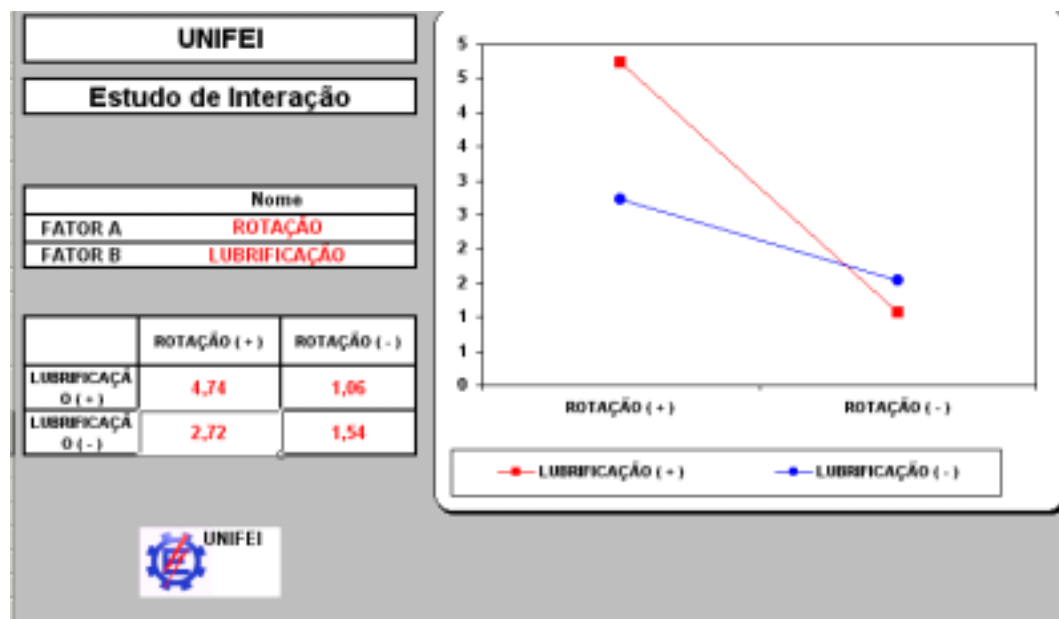


Figura 5.12 – Gráfico de interação (rotação e lubrificante/lubrificação)

Nota-se nas Figuras 5.11 e 5.12 anteriores que as retas irão se cruzar, havendo interação entre a variação da rotação e do lubrificante (lubrificação) na resposta (amplitude) medida.

A Figura 5.11 considera a carga do nível (+) e a Figura 5.12 considera a carga do nível (-).

As Figuras 5.13 e 5.14 mostram a interação entre o fator A (rotação) e fator C (carga) do exemplo prático estudado.

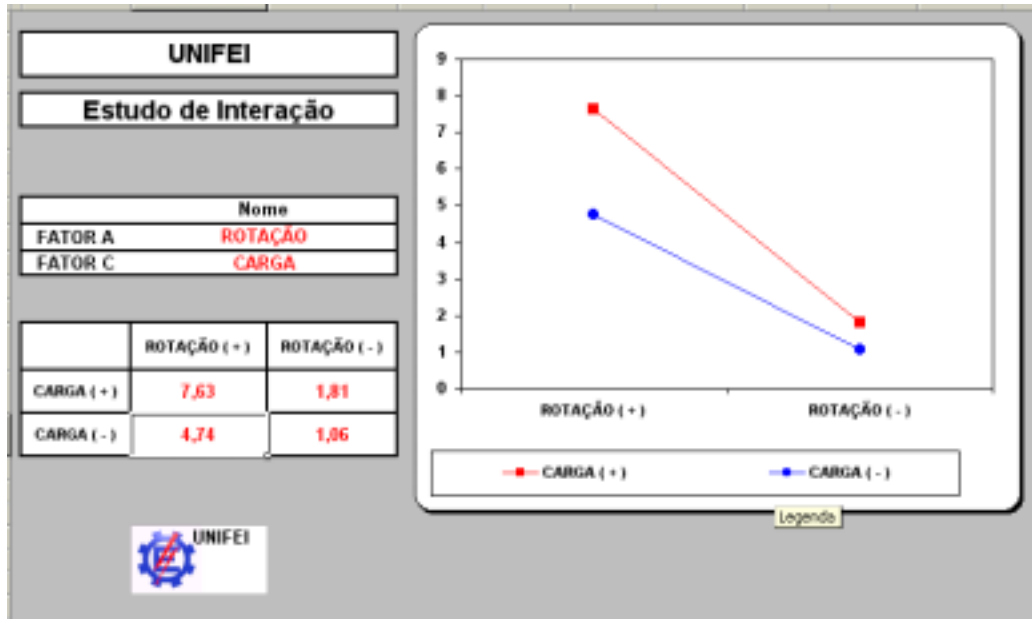


Figura 5.13 – Gráfico de interação (rotação e carga)

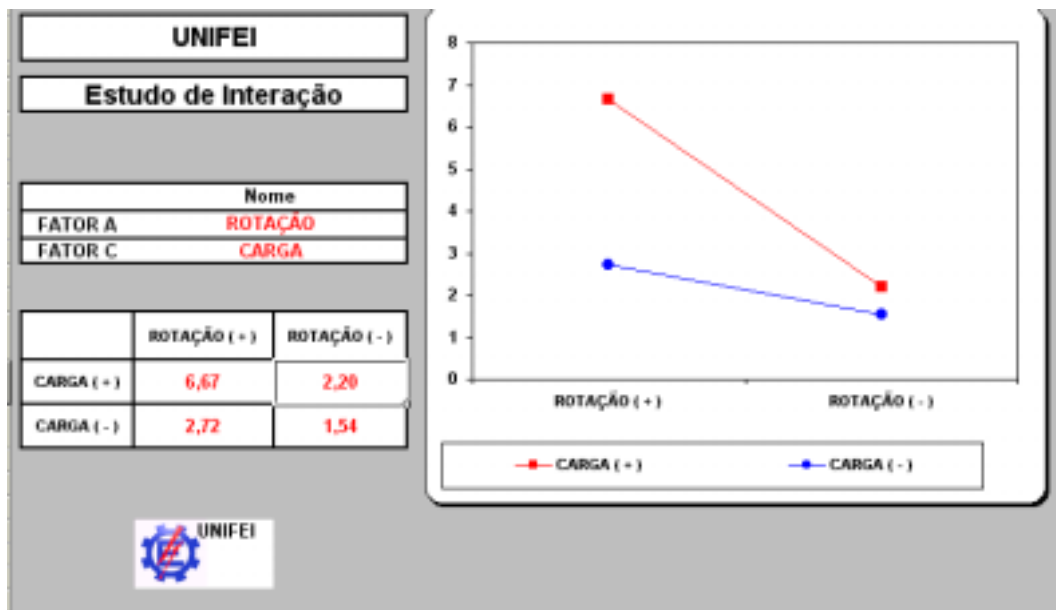


Figura 5.14 – Gráfico de interação (rotação e carga)

Nota-se nas Figuras 5.13 e 5.14 que as retas irão se cruzar, havendo interação entre a variação da rotação e da carga na resposta (amplitude) medida. A Figura 5.13 considera o lubrificante (lubrificação) do nível (+) e a Figura 5.14 considera o lubrificante (lubrificação) do nível (-).

As Figuras 5.15 e 5.16 mostram a interação entre o fator B (lubrificação/lubrificante) e fator C (carga) do exemplo prático estudado.

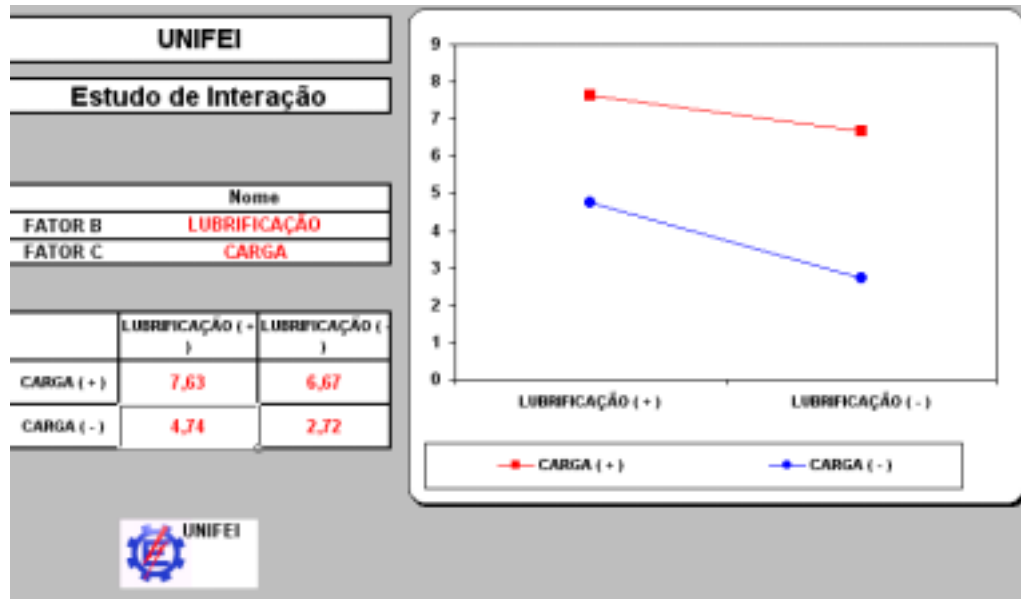


Figura 5.15 – Gráfico de interação (lubrificante/lubrificação e carga)

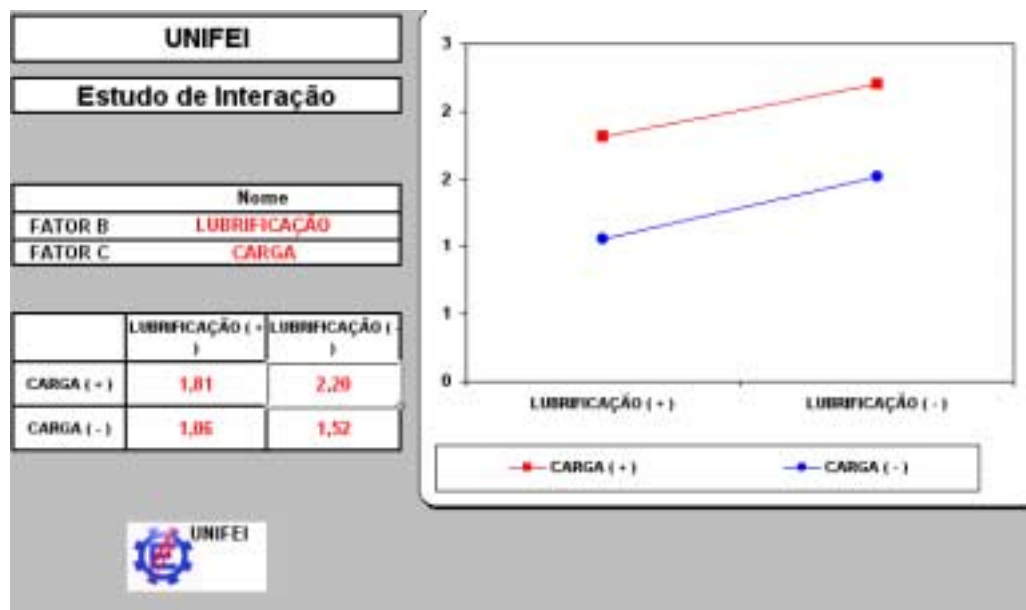


Figura 5.16 – Gráfico de interação (lubrificante/lubrificação e carga)

Nota-se nas Figuras 5.15 e 5.16 que as retas estão quase paralelas, havendo uma menor interação entre a variação da lubrificação (lubrificante) e da carga na resposta (amplitude) medida. A Figura 5.15 considera a rotação do nível (+) e a Figura 5.16 considera a rotação do nível (-).

5.4 ANÁLISES DE TENDÊNCIAS

Para a análise de tendência variou-se primeiramente a rotação através do inversor de frequência, mantendo a carga (2000 N) e o lubrificante (SAE 140 – Óleo grosso – mais viscoso) constante, conforme a Tabela 5.6.

Tabela 5.6 – Condições para análise de tendência

FATORES	1	2	3	4
A= Rotação	290 rpm	590 rpm	1190 rpm	1790 rpm
B= Lubrificação/Lubrificante	SAE 140 – Óleo Grosso	SAE 140 – Óleo Grosso	SAE 140 – Óleo Grosso	SAE 140 – Óleo Grosso
C=Carga	2000 N (200 Kgf)	2000 N (200 Kgf)	2000 N (200 Kgf)	2000 N (200 Kgf)
Rolamento com defeito na pista externa (BPFO)				

Os dados foram coletados pela placa de aquisição e convertidos no software Labview em arquivo txt. Através do programa Matlab foram feitas as leituras dos arquivos, os cálculos dos parâmetros estatísticos e finalmente os gráficos de tendências foram obtidos. A Figura 5.17 mostra o gráfico de tendência variando a rotação no eixo da abscissa e os valores dos parâmetros estatísticos como RMS, Pico, Fator de crista, Fator de defeito, Curtose, Fator de impulso e Fator de forma calculados, no eixo da ordenada.

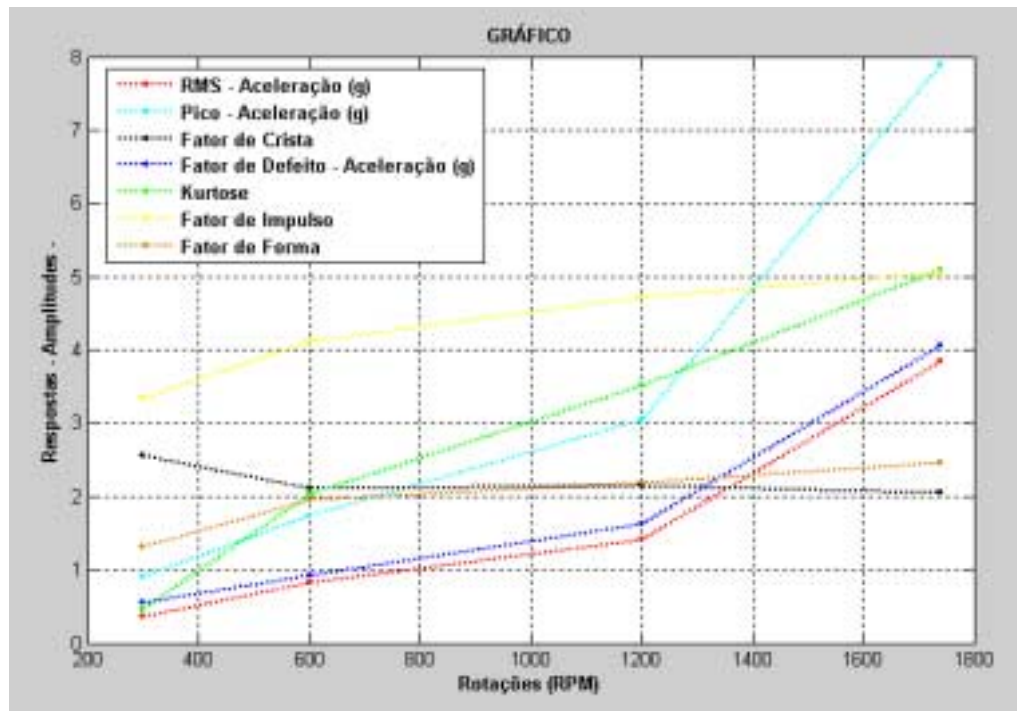


Figura 5.17 – Gráfico de tendência, carga 2000 N

Depois variou-se a carga, mantendo a rotação (1790 rpm) e o tipo de lubrificante (SAE 140 – Óleo grosso – mais viscoso) constante, conforme a Tabela 5.6.

Tabela 5.7 – Condições para análise de tendência

FATORES	1	2	3
A= Rotação	1790 rpm	1790 rpm	1790 rpm
B= Lubrificação Lubrificante	SAE 140 – Óleo Grosso	SAE 140 – Óleo Grosso	SAE 140 – Óleo Grosso
C=Carga	1000 N (100 Kgf)	1500 N (150 Kgf)	2000 N (200 Kgf)

A Figura 5.18 mostra o gráfico de tendência variando a carga no eixo da abscissa e os valores dos parâmetros estatísticos como RMS, Pico, Fator de crista, Fator de defeito, Kurtose, Fator de impulso e fator de forma calculados, no eixo da ordenada.

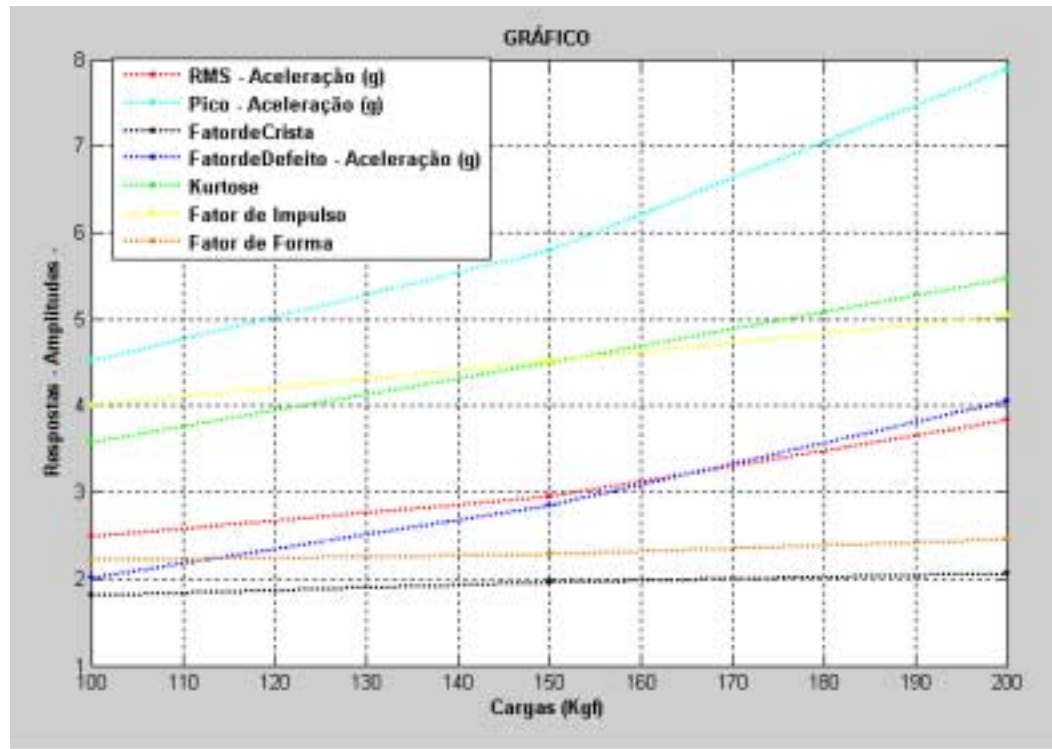


Figura 5.18 – Gráfico de tendência para 1790 rpm

Também variou-se a carga, mudando a rotação para (590 rpm) e mantendo o lubrificante (SAE 140 – Óleo grosso – mais viscoso) constante, conforme a Tabela 5.8.

Tabela 5.8 – Condições para análise de tendência

FATORES	1	2	3
A= Rotação	590 rpm	590 rpm	590 rpm
B= Lubrificação Lubrificante	SAE 140 – Óleo Grosso	SAE 140 – Óleo Grosso	SAE 140 – Óleo Grosso
C=Carga	1000 N (100 Kgf)	1500 N (150 Kgf)	2000 N (200 Kgf)

A Figura 5.19 mostra o gráfico de tendência variando a carga no eixo da abscissa e os valores dos parâmetros estatísticos como RMS, Pico, Fator de crista, Fator de defeito, Curtose, Fator de impulso e fator de forma calculados, no eixo da ordenada.

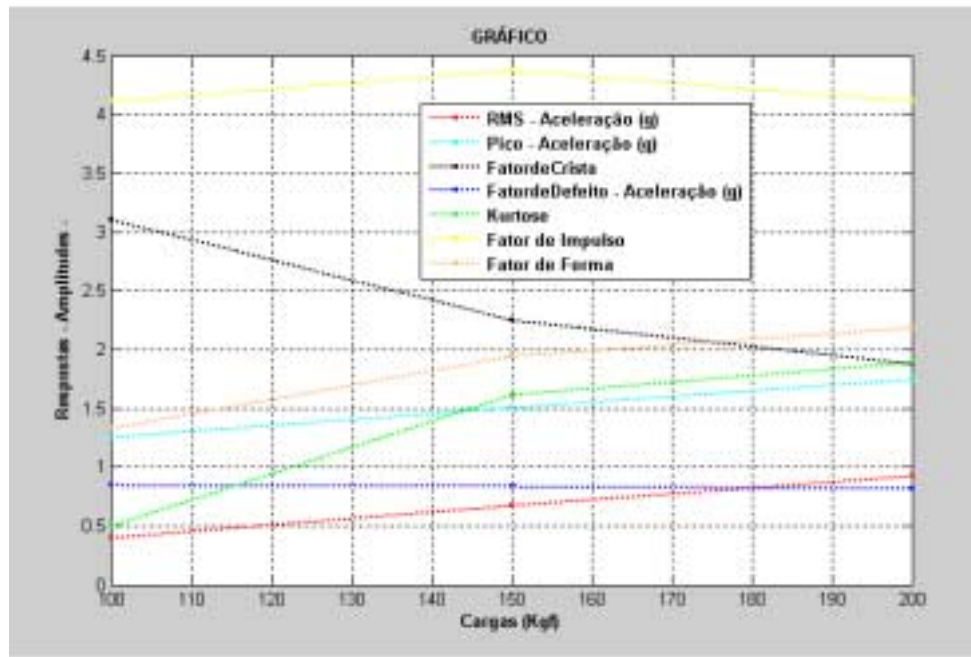


Figura 5.19 – Gráfico de tendência para 590 rpm

5.5 RECONHECIMENTO DE PADRÃO

Para a aplicação da técnica de Reconhecimento Padrão, utilizou-se uma carga de 2000 N (200 Kgf), rotação de 1790 RPM e lubrificante SAE 140 – Óleo Grosso (mais viscoso) e usou-se vários rolamentos com diferentes tipos de defeitos e localização, conforme a Tabela 5.9.

Tabela 5.9 – Condições das classes dos rolamentos

CLASSE	SÍMBOLO	CONDIÇÕES
K1	1	Sem Defeito
K2	2	Único Defeito na Pista Interna (BPFI)
K3	3	Único Defeito na Pista Externa (BPFO)
K4	4	Defeitos nos Rolos (BSF)
K5	5	Múltiplos Defeitos na Pista Interna
K6	6	Múltiplos Defeitos na Pista Externa

Os dados foram coletados pelo software Labview e processados pelo software Max (VCI) em arquivo txt, para melhor visualização dos gráficos dos sinais de vibrações, uso de cursores e de outras ferramentas para análise. Através do programa Matlab foram feitas as leituras dos arquivos em txt do Labview, os cálculos de toda teoria desenvolvida no quarto capítulo, e também a determinação dos gráficos de dispersões do espaço característico, espaço característico intermediário e espaço classificado. As frequências de defeitos do rolamento calculadas estão na Figura 5.20, e as fotos dos rolamentos com diferentes tipos de defeitos e algumas de suas respectivas medidas de vibrações no tempo em aceleração estão nas Figuras 5.21 a 5.28.

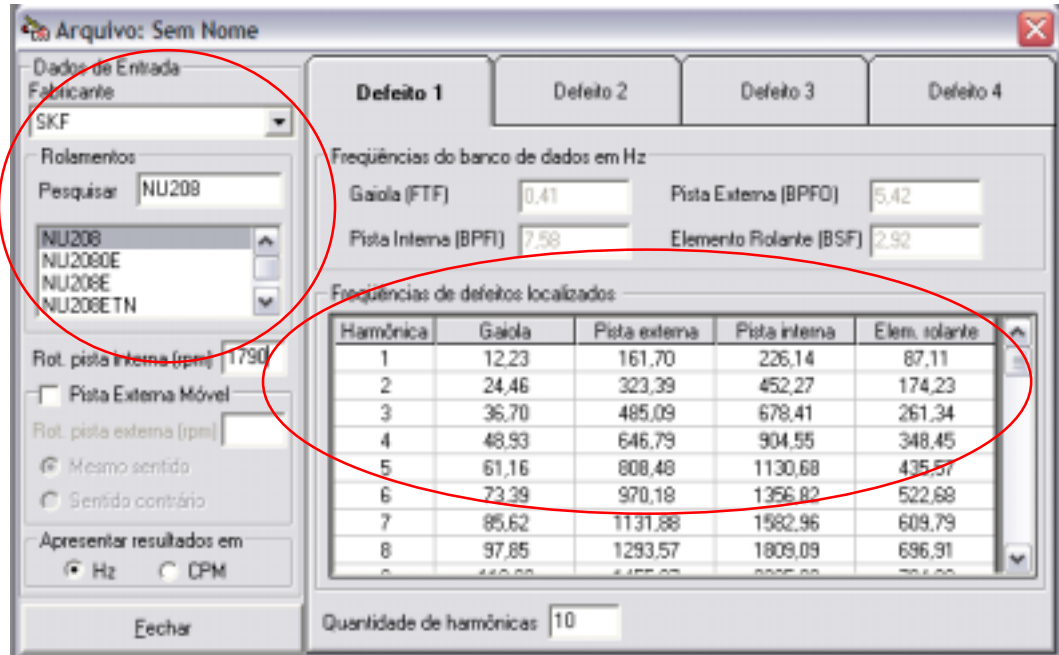


Figura 5.20 – Cálculo das frequências de defeitos

O rolamento usado no ensaio é o NU208 – Fabricante SKF. A Figura 5.20 acima mostra as frequências de defeitos calculadas.



Figura 5.21 – Rolamento com defeito na pista externa – classe K3

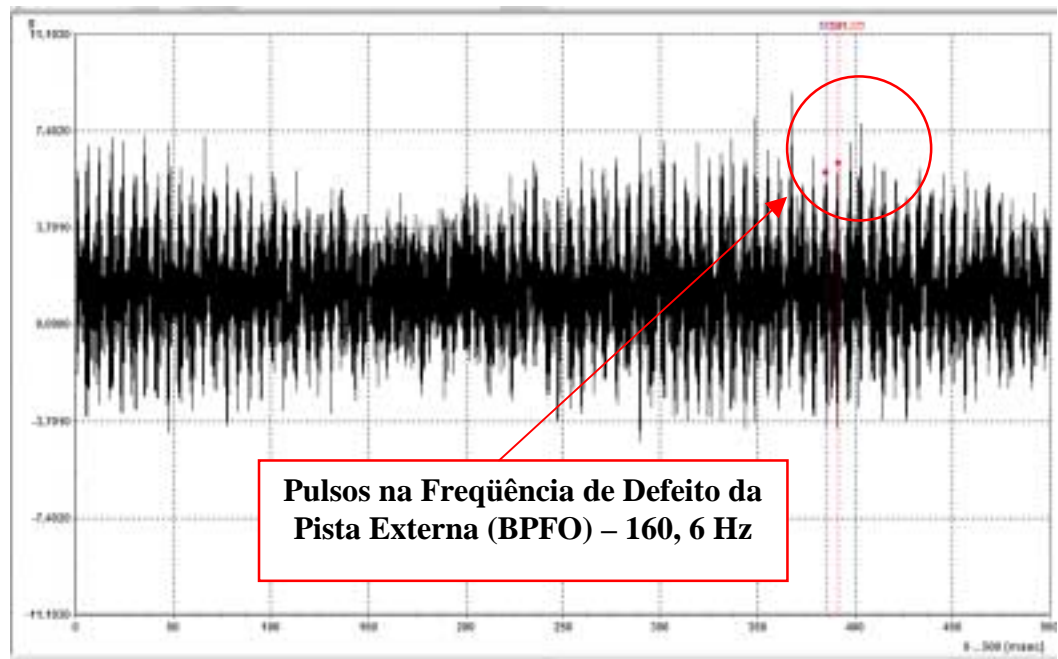


Figura 5.22 – Sinal no tempo em aceleração – classe K3



Figura 5.23 – Rolamento com defeito na pista interna – classe K2

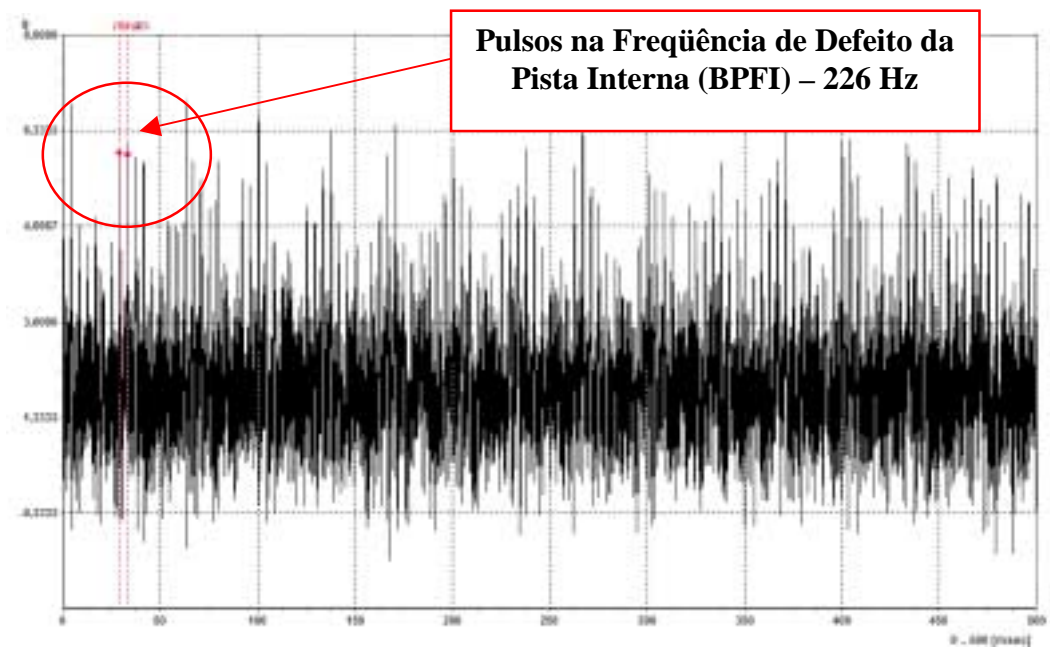


Figura 5.24 – Sinal no tempo em aceleração – classe K2



Figura 5.25 – Rolamento sem defeito – classe K1

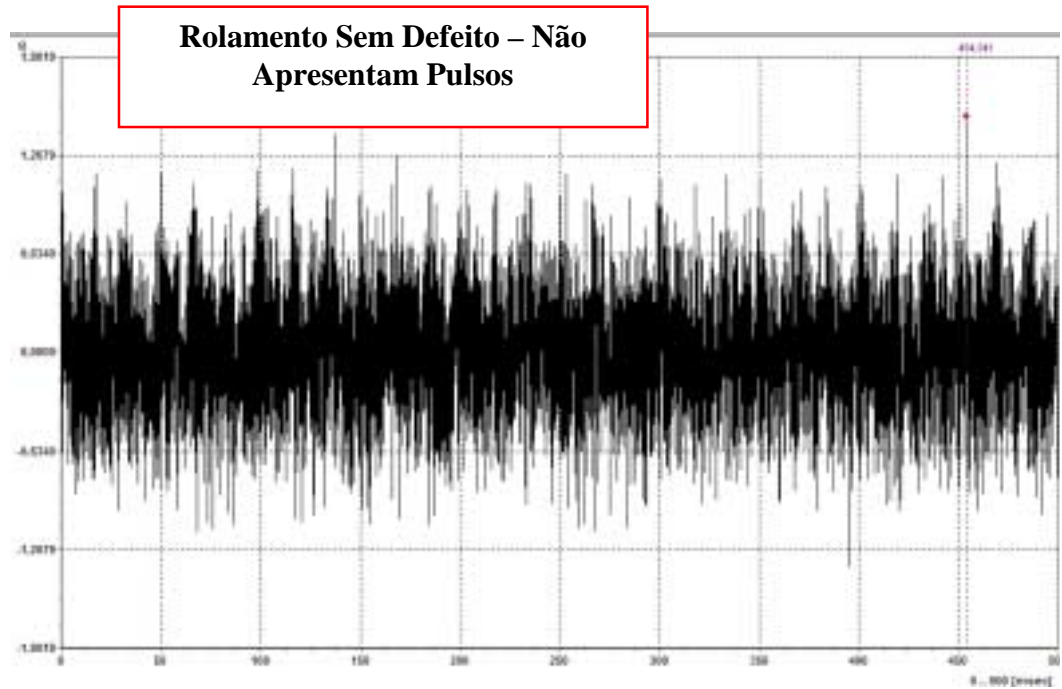


Figura 5.26 – Sinal no tempo em aceleração



Figura 5.27 – Rolamento com defeito nos elementos rolantes – classe K4

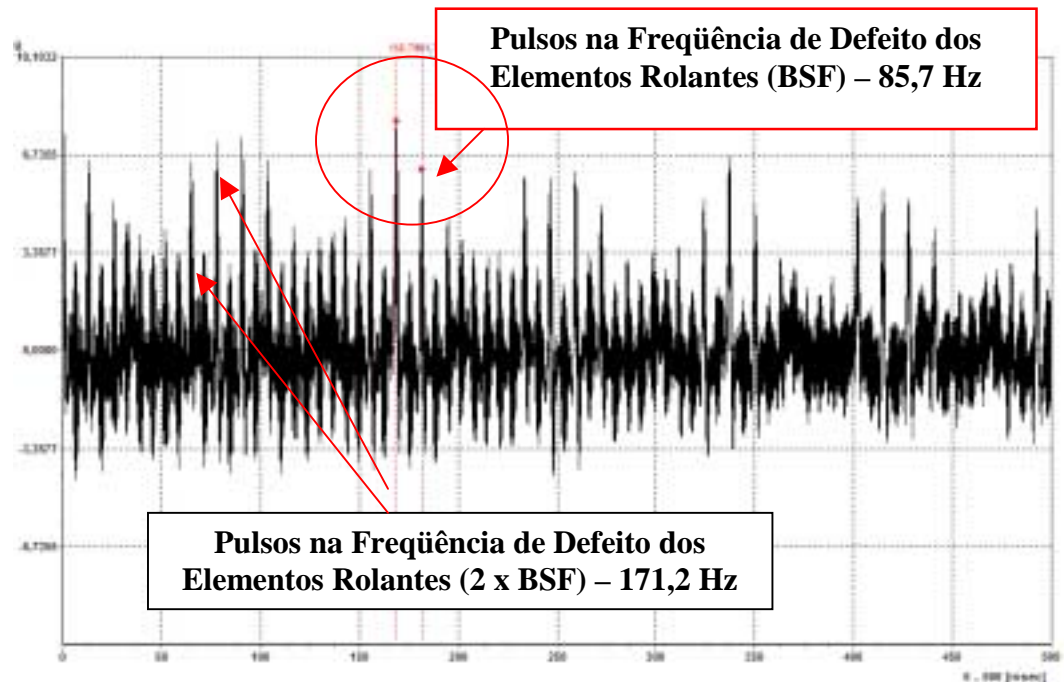


Figura 5.28 – Sinal no tempo em aceleração

Também foram obtidos os sinais de vibrações no tempo para as classes K5 e K6.

Utilizando o programa Matlab e aplicando o método de Reconhecimento de Padrão, foram obtidos os gráficos de dispersões. Pela equação (4.27) e o vetor (4.28) do quarto capítulo, tem-se o gráfico de dispersão do espaço característico, conforme a Figura 5.29.

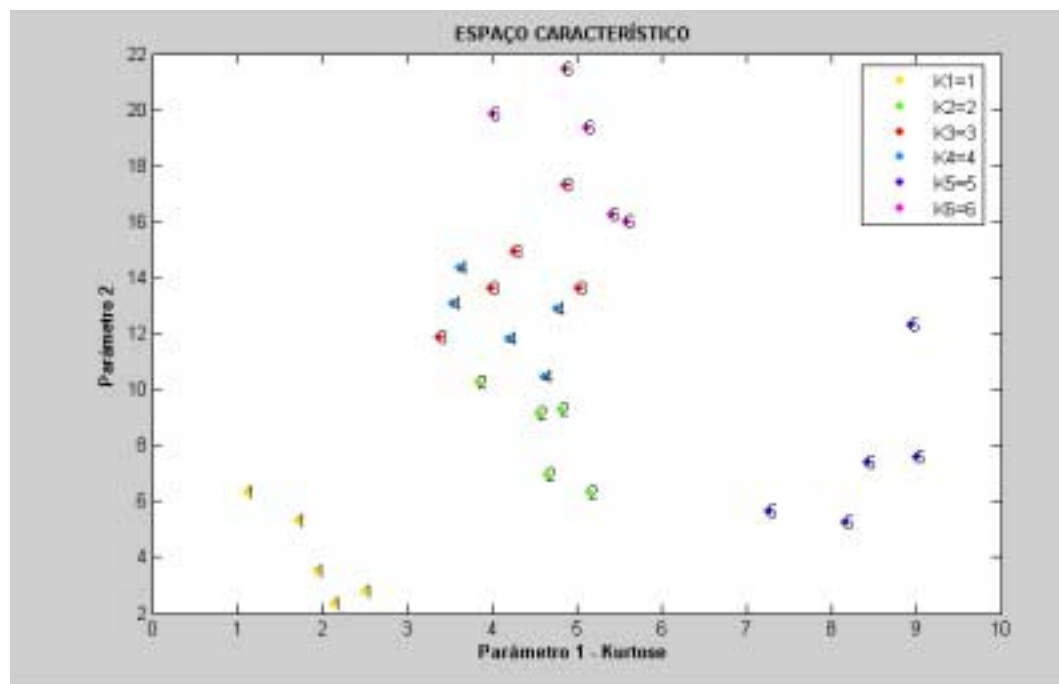


Figura 5.29 – Gráfico de dispersão do espaço característico

A Figura 5.29 mostra os agrupamentos naturais das classes de defeitos dos rolamentos. Pode-se observar que algumas classes estão misturadas e os pontos muito afastados um dos outros. Foram realizadas cinco medidas de vibrações no tempo em aceleração para cada classe.

Para separar mais as classes e aumentar os agrupamentos dos pontos pertencentes a cada classe, determinou-se o espaço característico intermediário visto no terceiro capítulo.

A Figura 5.30 mostra o espaço característico intermediário.

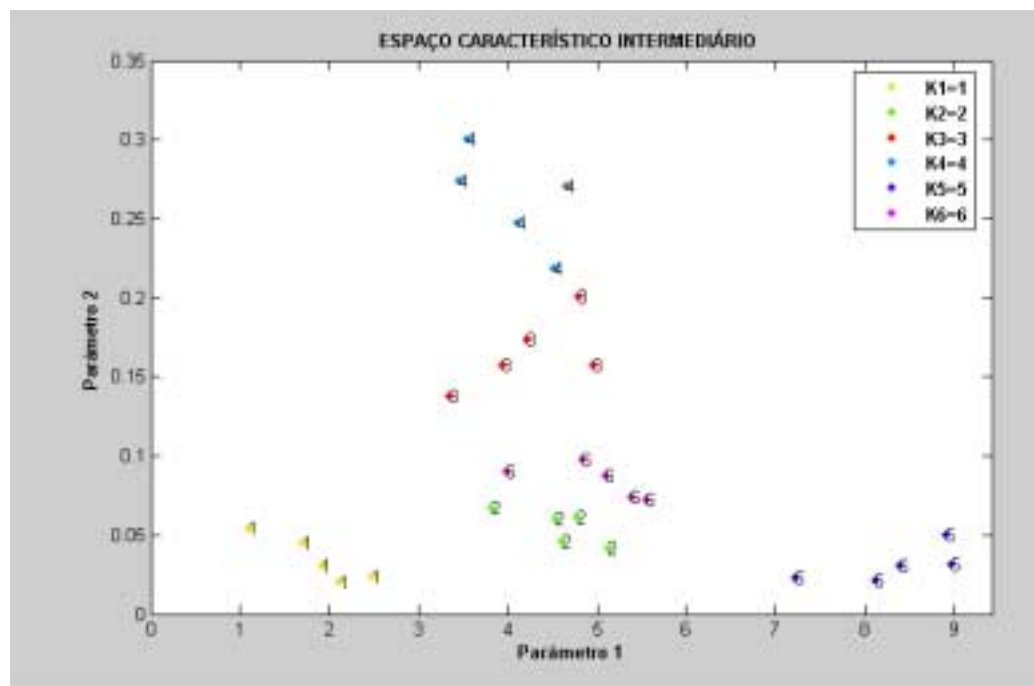


Figura 5.30 – Gráfico de dispersão do espaço característico intermediário

Aplicando a técnica da Distância Euclidiana Mínima com funções discriminantes lineares, têm-se as superfícies de decisões ou curvas de limites (limites de contorno) para separar as classes. Portanto, determinou-se o espaço classificado, conforme a Figura 5.31.

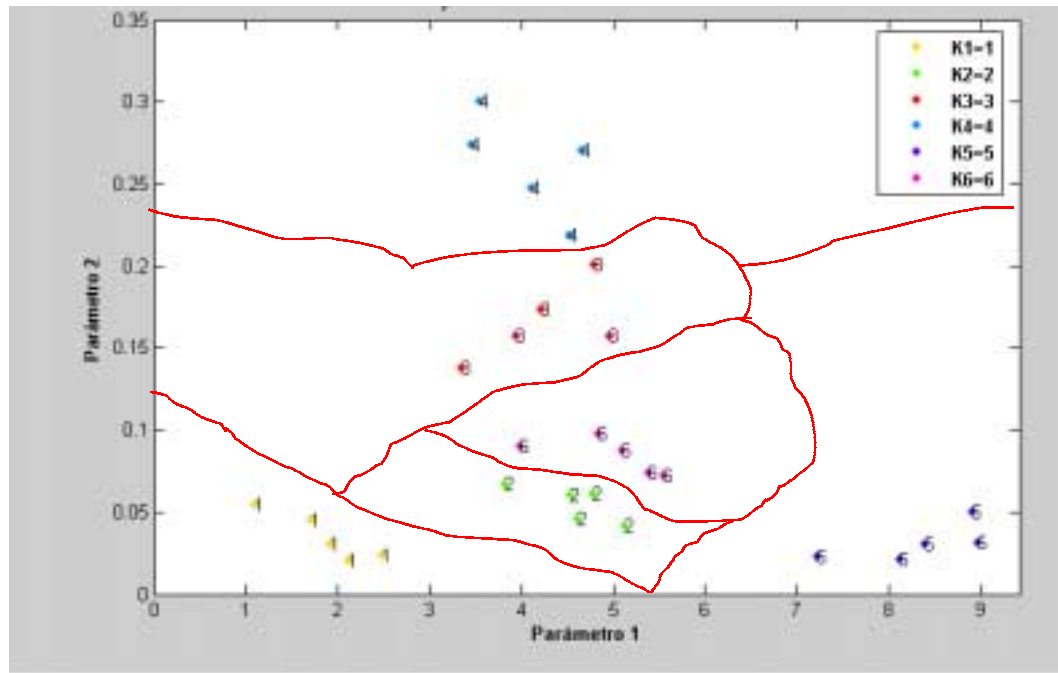


Figura 5.31 – Gráfico de dispersão do espaço classificado

Para validar a técnica de Reconhecimento Padrão, escolheu-se uma nova classe K7, com um novo rolamento com defeito na pista interna (BPFI), e gerou-se o novo gráfico de dispersão do espaço característico, conforme mostra a Figura 5.32.

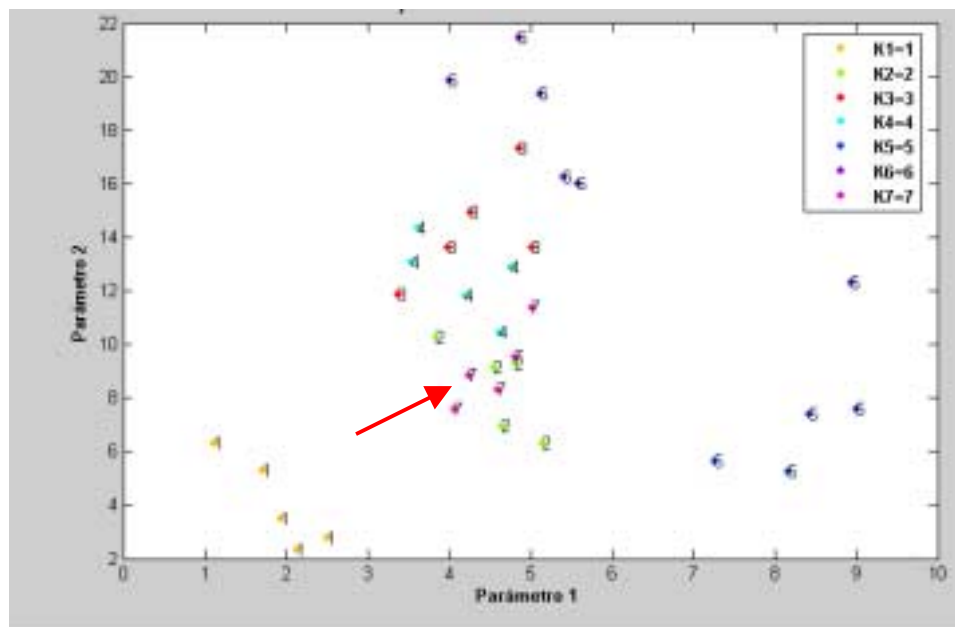


Figura 5.32 – Gráfico de dispersão do espaço característico com o novo rolamento classe K7

A Figura 5.33 mostra o novo espaço característico intermediário.

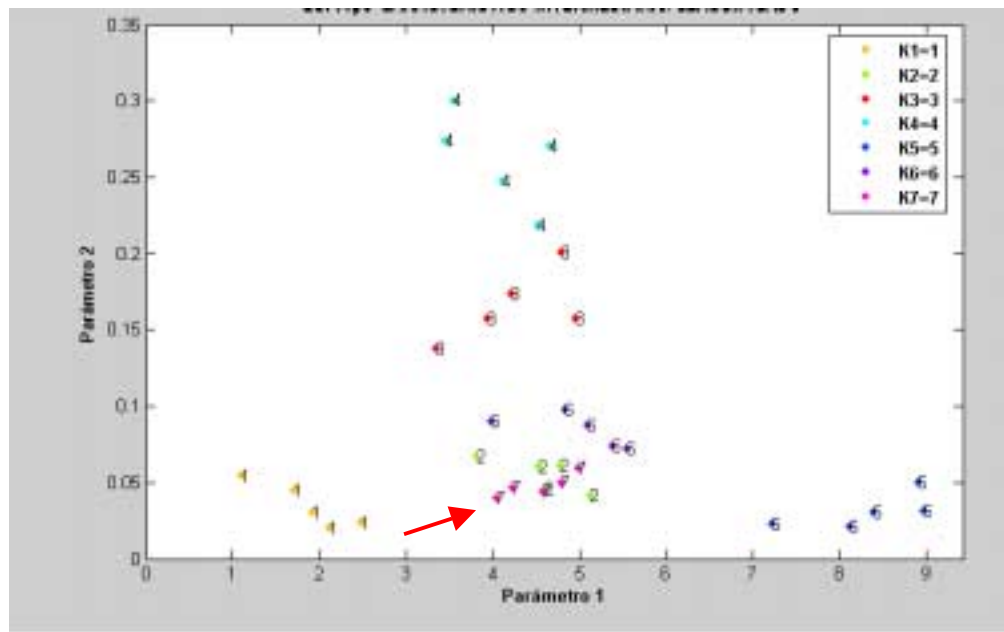


Figura 5.33 – Gráfico de dispersão do espaço característico intermediário com o novo rolamento (com defeito) – classe K7

A Figura 5.34 mostra-se o novo espaço classificado.

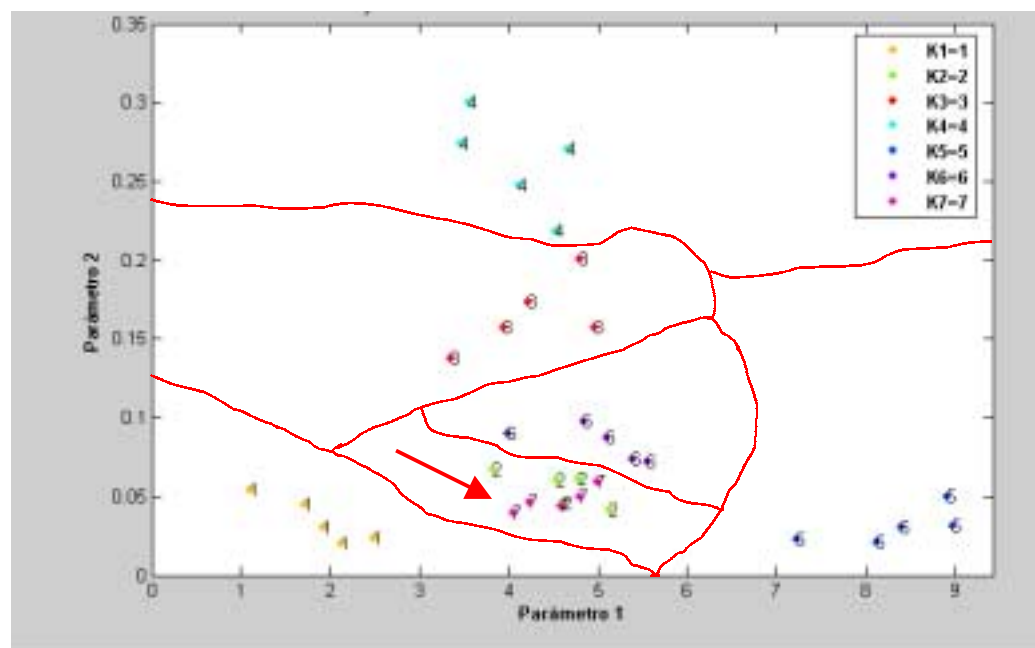


Figura 5.34 – Gráfico de dispersão do espaço classificado com o novo rolamento (com defeito) – classe K7

Conclui-se então que o sistema reconheceu on-line o rolamento como classe K2, ou seja, deu o diagnóstico de defeito na pista interna (BPFI).

Na análise experimental foram analisados 10 rolamentos com diferentes defeitos. Os resultados se agruparam em suas respectivas classes, validando a técnica estudada.

5.6 COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES

Inicialmente realizou-se um estudo e uma revisão da análise de vibrações em mancais de rolamento.

De uma maneira geral, conclui-se que aplicando a técnica de Projeto de Experimentos (Método Fatorial) em testes no laboratório, concluí-se na figura 5.10 no gráfico de Pareto, que os fatores rotação ($t_{CALC} = 56,16$), carga ($t_{CALC} = 30,57$), lubrificante/lubrificação ($t_{CALC} = 7,81$), e a combinação entre os fatores rotação e lubrificante/lubrificação ($t_{CALC} = 14,33$), e rotação e carga ($t_{CALC} = 20,12$) são mais significativos aos níveis de vibrações (amplitudes) dos sinais obtidos no tempo em aceleração – pico. Também observou-se na Figura 5.10 no gráfico de Pareto, que a combinação dos fatores como lubrificante/lubrificação e carga ($t_{CALC} = 3,62$), e dos três juntos ($t_{CALC} = 4,28$) são menos significativos aos níveis de vibrações (amplitudes) dos sinais medidos.

Na Figura 5.8, observou-se que a combinação dos fatores rotação (1790 RPM nível +), lubrificante/lubrificação (SAE 140 Óleo grosso nível +) e carga (2000 N/200 Kgf nível +) possuía a maior relação sinal e ruído (maior robustez - S/R = 17,64), ou seja, isso representa que quanto maior a amplitude, melhor é a qualidade do sinal de vibração para análise.

Através dos gráficos de interação, conforme as Figuras 5.11, 5.12, 5.13, 5.14, 5.15 e 5.16, pode-se observar que haverá interação entre os fatores rotação e lubrificante/lubrificação, rotação e carga, pois as retas irão se cruzar. Já para os fatores carga e lubrificante/lubrificação haverá pouca interação, pois as retas serão quase paralelas.

Através dos resultados obtidos, partiu-se para a Análise de Tendência e depois para a técnica de Reconhecimento de Padrão, onde definiu-se que a melhor condição para realizar as próximas etapas, seria utilizando os três fatores mencionados anteriormente, ou seja, onde ocorreu a maior relação sinal e ruído.

Na análise de tendência, Figura 5.17, com a variação da rotação, e mantendo a carga (2000 N/200 Kgf) e o lubrificante/lubrificação (SAE 140 Óleo Grosso – mais

viscoso) constantes, notou-se que os parâmetros estatísticos Pico, Fator de Defeito, RMS e Curtose são mais sensíveis a mudança da rotação.

Na Figura 5.18, variando a carga, e mantendo a rotação (1790 RPM) e o lubrificante/lubrificação (SAE 140 Óleo Grosso) constantes, observou-se que os parâmetros estatísticos Pico, RMS, Fator de Defeito e Curtose são mais sensíveis à variação da carga. Já na Figura 5.19, variando a carga, e mantendo a rotação (590 RPM) e o lubrificante/lubrificação (SAE 140 Óleo grosso – mais viscoso) constantes, percebeu-se que os parâmetros estatísticos como RMS, Pico e Curtose são mais sensíveis à variação da carga para a rotação 590 RPM. Outra característica importante é que para alguns parâmetros estatísticos mostrados na Figura 5.19, os respectivos níveis de vibrações diminuíram com a variação da carga.

Através da análise de tendência, reduziu-se e definiu-se o espaço padrão conforme a equação (4.26) do quarto capítulo, e definiram-se os parâmetros do espaço característico, contendo os quatro parâmetros mais sensíveis a rotação e carga, como RMS, Pico, Fator de defeito e Curtose, conforme a equação (4.27) e vetor (4.28).

Na próxima etapa, aplicou-se a técnica de Reconhecimento de Padrão desenvolvida no quarto capítulo, onde obtendo-se os gráficos de dispersões do espaço característico, espaço característico intermediário e espaço classificado.

A Figura 5.29 mostra o gráfico de dispersão do espaço característico, gerado pela equação (4.27) e o vetor (4.28), nota-se que os agrupamentos são naturais das classes de defeitos dos rolamentos conforme a Tabela 5.9, mas algumas classes se apresentam misturadas e os pontos muito afastados entre si. Para resolver esse problema, aplicou-se o método da diagonalização ou uma transformação intermediária vista no quarto capítulo, e determinou-se o espaço característico intermediário, conforme a Figura 5.30; observe-se que as classes se separam mais uma das outras, e aumentaram o agrupamento dos pontos de cada classe.

Na Figura 5.31 aplicou-se o método da Distância Euclidiana Mínima com funções discriminantes lineares para gerar as curvas de limite ou superfícies de decisões (limites de contorno), e também o reconhecimento automático do novo vetor medido, ou seja, a qual classe ele vai pertencer, isso foi realizado usando as equações (4.34), (4.35), (4.36), (4.37), (4.38) e (4.39).

Para validar o programa e o experimento realizado, selecionou-se uma nova classe K7, com o rolamento com defeito na pista interna (BPFI), e plotaram-se os novos

gráficos de dispersões do espaço característico, espaço característico intermediário e espaço classificado, conforme as Figuras 5.32, 5.33 e 5.34.

Observa-se na Figura 5.34 que a nova classe K7 se agrupou a classe K2 (único defeito na pista interna), validando a técnica e havendo o reconhecimento automático (on-line). Também na análise experimental foram analisados 10 rolamentos com diferentes defeitos. Os resultados se agruparam em suas respectivas classes, validando a técnica estudada.

A análise de vibração em defeitos de rolamentos é muito importante para as indústrias, principalmente para a Manutenção Preditiva, portanto as técnicas estudadas nesta tese ajudarão a realizar medidas corretas dos sinais e níveis de vibrações dos rolamentos, podendo evitar erros de diagnóstico, quebra do equipamento e parada da produção. Muitas vezes na prática, identifica-se o problema, mas não se sabe até quando o rolamento irá durar sem quebrar o equipamento.

A contribuição desta tese é de grande importância para orientar engenheiros, técnicos e especialistas que trabalham diretamente com análise de vibrações no sentido de aumentar a confiabilidade da equipe de manutenção preditiva no diagnóstico de falhas em rolamentos.

5.7 CONTRIBUIÇÕES DO PRESENTE TRABALHO

1- Desenvolvimento técnico-científico na área de Vibrações em rolamentos aplicadas a Manutenção Preditiva, mediante a apresentação de uma metodologia e um sistema confiável de Reconhecimento de Padrão automático para determinar a localização, tamanho e severidade dos defeitos em rolamentos através da Análise de Vibrações;

2- Aplicação direta em indústrias com máquinas que utilizam mancais de rolamento;

3- Agregação de valores à interação dos grupos de Projeto, Operação, Engenharia de Manutenção através da Análise de Vibrações em rolamentos de máquinas rotativas, visando maior conhecimento técnico-científico usando técnicas mais modernas;

4- Aberturas de perspectivas para uma nova linha de pesquisa na Universidade Federal de Itajubá;

5- Esse estudo poderá ser implementado em um sistema on-line, como uma ferramenta confiável de Reconhecimento de Padrão automático voltado para Análise de Vibrações em defeitos de rolamentos utilizando os sinais de vibrações no tempo em aceleração;

6-Interligação das áreas de Estatística, Álgebra Linear, Elementos de Máquinas e Análise de Vibrações na UNIFEI;

7- Benefícios do estudo para as indústrias:

7.1- Melhor qualidade operacional dos rolamentos de máquinas rotativas;

7.2- Maior confiabilidade no desempenho/rendimento dos equipamentos;

7.3- Aumento da produção;

7.4- Eliminação de paradas desnecessárias de máquinas rotativas;

7.5- Maior disponibilidade e vida útil dos rolamentos;

7.6- Evitar a quebra do equipamento e parada da produção.

7.7- Eliminação de desmontagem desnecessária dos rolamentos;

7.8- Eliminação de troca de rolamentos ainda com vida útil;

7.9- Redução significativa dos trabalhos de emergência;

7.10- Redução de defeitos dos rolamentos;

7.11- Menor custo de estoque de rolamentos e máquinas rotativas;

7.12- Menor risco de falhas repetidas.

5.8 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Como sugestões para futuros trabalhos:

1)- Recomenda-se que sejam feitos mais estudos utilizando outros métodos estatísticos como Análise de Fisher (método supervisionado), distância máxima, média, DOE (fatorial fracionado), utilização de gráficos de dispersões em 3D e outros, com o objetivo de comparar os resultados com os métodos aplicados nesta tese.

2)- Poderão ser aplicados o estudo de redes neurais, para eliminar o espaço característico e o espaço característico intermediário.

3)- Estudar a técnica de Reconhecimento de Padrão automático para espectros de vibrações, gráficos polares, análise de órbitas, em técnicas como Envelope, Cepstrum, Wavelet, gráficos de tempo-frequência e outros.

4)- Utilizar a técnica de Reconhecimento Padrão em outras áreas como análise de corrente em motores, média sincronizada, análise de pressão, acústica, termografia, ultrassom etc...

5)- Uma outra sugestão é aplicar a técnica de Reconhecimento de Padrão em outros tipos de defeitos em máquinas rotativas para o reconhecimento de padrão automático, como desalinhamento, desbalanceamento, mancais de deslizamento, mancais de sapatas, folgas, defeitos em engrenagens, defeitos em motores elétricos, roçamento, trincas, cavitação e outros.

6)- Implementar esse estudo em um sistema on-line, como uma ferramenta confiável de Reconhecimento de Padrão automático voltado para Análise de Vibrações em defeitos de rolamentos utilizando os sinais vibrações no tempo em aceleração, e aplicar diretamente em máquinas rotativas instaladas em indústrias;

7)- Desenvolver e implementar esse estudo em um sistema on-line, como uma ferramenta confiável de Reconhecimento de Padrão automático voltado para Análise de Vibrações em defeitos de máquinas rotativas utilizando os sinais vibrações em aceleração, envelope, wavelet e outros.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALFREDSON, R.J.; MATHEW, J. Frequency domain methods for monitoring the condition of rolling element bearings. **Mechanical Engineering Transactions**, Vol. ME10, No. 2, The Institution of Engineers, Australia, pp 108-112, July 1985a.

ALFREDSON, R.J.; MATHEW, J. Time domain methods for monitoring the condition of rolling element bearings. **Mechanical Engineering Transactions**, Vol. ME10, No. 2, The Institution of Engineers, Australia, pp 102-117, July 1985b.

ALMEIDA, M. T.; ALMEIDA, F. V.R. Relatório de consultoria em análise de vibrações. **Empresa Mahle/Cofap**. Itajubá, Dezembro 2003.

ALMEIDA, F.V.R; ALMEIDA, M.T. Estudo de modulações AM aplicadas em diagnósticos de defeitos em máquinas rotativas. VI Simpósio Mineiro de Mecânica Computacional – **SIMMEC**, Itajubá-MG, 2004.

ALMEIDA, F.V.R.; ALMEIDA, M.T. Statistical analysis of vibration signal for condition monitoring of defects in rolling element bearings. **18th International Congress of Mechanical Engineering - COBEM**, Ouro Preto, 2005a.

ALMEIDA, F.V.R; ALMEIDA, M.T. Análise de vibrações em máquinas rotativas moduladas em amplitude – AM. **ManutençãoYQualidade**, n. 11, p. 24-29, 2005b.

ALMEIDA, F.V.R; ALMEIDA, M.T. Análise de vibrações em máquinas rotativas moduladas em frequência – FM. **ManutençãoYQualidade**, n. 12, p. 24-29, 2005c.

ALMEIDA, M.T; ALMEIDA, F.V.R. Mechanical looseness in a bearing on assembly. **The Vibration Institute**, Vol. 22, No. 2, June 2006a.

ALMEIDA, M.T; ALMEIDA, F.V.R. Structural resonance in the blades of a centrifugal fan. **The Vibration Institute**, Vol. 22, No. 4, December 2006b.

ALMEIDA, M. T.; ALMEIDA, F. V.R. Método de planejamento fatorial aplicado em análise de vibrações de rolamentos com defeitos. **IV Congresso Nacional de Engenharia Mecânica 2006, Recife. Anais do CONEM 2006**. Recife: ABCM, 2006c.

ALMEIDA, M. T.; BRAGA, G. F. Movimentos relativos, internos ao rolamento de esferas. **Congresso Nacional de Engenharia Mecânica 2000, Natal. Anais do CONEM 2000**. Rio de Janeiro: ABCM, 2000. v. 1. p. 30-40.

ALMEIDA, M. T.; BRAGA, G. F. A influência da lubrificação em mancais de rolamentos. **XVI Congresso Brasileiro De Engenharia Mecânica, 2001, Uberlândia. Anais do XVI COBEM 2001**. Uberlândia: UFU, 2001. v. 1. p. 135-144.

ANDERSON, W.J., Rolling Element Bearings. **Proceedings of the joint American Society of Mechanical Engineers and Society of Tribology and Lubrication Engineers Tribology Conference**, Toronto, Ontario, Canada, pp 75-90, October 7-10, 1990.

ANDREW, H.C. **Introduction to mathematical techniques in pattern recognition**, Wiley-Interscience, 1972.

ANTONINI, M.; FAGLIA, R.; PEDERSOLI, M.; TIBONI, M. Automatic Clustering of Rolling Element Bearing Defects With Artificial Neural Network. **AIP Conference Proceedings**, Vol. 839, pp. 630-637, June 2006.

BARROSO, L.P. **Apostila de análise multivariada**, Universidade de São Paulo, 2003.

BELL, D. An enveloping technique for the detection and diagnosis of incipient faults in rolling element bearings. **Vibration analysis to improve reliability and reduce**

failure, Proceedings of the Design Automation Conference, Cincinnati, OHIO, pp 65-69, September 10-13, 1985.

BOTO, P.A. Detection of bearing damage by shock pulse measurement. **Ball Bearing Journal**, Vol. 167, pp 1-7, 1971.

BOX, G.E.P. Statistics as a catalyst to learning by scientific method part II – **A Discussion. Journal of Quality Technology**, v.31, n. 1, p.16-17, 1999.

BOX, G.E.P., HUNTER, W.G., TAGUCHI, J.S. **Statistics for experimenters**. New York, John Wiley & Sons, 1978.

BOIS, F.Y. Applications of population approaches in toxicology. **Toxicology Letters**, n.120, p.385-394, 2001.

BRAGA, G.F. Análise dos efeitos da lubrificação nas vibrações nos mancais de rolamentos. **Tese de Doutorado**, Universidade Federal de Itajubá, 2002.

CHIVERS, P.; GADD, P. Monitoring of rolling element bearings using vibration analysis techniques. **NGAST 6638 Feasibility Study**, June 1986.

DARLOW, M.S.; BADGLEY, R.H.; HOGG, G.W. Application of high frequency resonance techniques for bearing diagnostics in helicopter gearboxes. **US Army Air Mobility Research and Development Laboratory Technical Report-74-77**, October 1974.

DESAI, A.; MITAL, A. Design for Maintenance: Basic Concepts and Review of Literature. **International Journal of Product Development**, Vol. 3, No. 1, pp 77-121, October 2006.

DONAVAN, M.; KRISHNAPPA G. **Railway Bearing Diagnostic: Laboratory Data Analysis, National 4-Research Council Canada**, Vancouver, Canada, 1999.

DYER, D.; STEWART, R.M. Detection of rolling element bearing damage by statistical vibration analysis. **Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, Journal of Mechanical Design**, Vol. 100, pp 229-235, April 1978.

DURIG, T.; FASSIH, A.R. Identification of stabilizing and destabilizing effects excipient-drug interactions in solid dosage form design. **International Journal of Pharmaceutics**, n.97, p. 161-170, 1993.

ERICSSON, S.; GRIP N.; JOHANSSON, E.; PERSSON, L.E.; SJOBERG, R.; STROMBERG, J.O. Towards Automatic Detection of Local Bearing Defects in Rotating Machines. **Mechanical Systems and Signal Processing**, Vol. 19, pp 509-535, May 2005.

ESCHMANN, P.; HASBARGEN, L.; WEIGAND, K. **Ball and roller bearings – Theory, Design and Application**. John Wiley and Sons, 2nd Edition, 1985.

GARLIPP, F. **Manual do usuário da 01dB-Stell**. 2001.

GORE, D.; EDGAR, G. Techniques for the early detection of rolling-element bearing failures. **Radio Corporation of America-RCA Engineer**, Vol. 29, No. 5, pp 71-77, September – October 1984.

GUNARAJ, V.; MURUGAN, N. Prediction and optimization of weld bead volume for the submerged arc process – part one. **Welding Journal**, p. 2865-2945, November 2000.

GUPTA, P.K. Transient ball motion and skid in ball bearings. **Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, Journal of Lubrication Technology**, pp 261-269, April 1975.

GUPTA, P.K. Dynamics of rolling element bearings Part 1: Cylindrical Roller Bearing Analysis. **Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, Journal of Lubrication Technology**, Vol. 101, pp 293-304, July 1979a.

GUPTA, P.K. Dynamics of rolling element bearings Part II: Ball Bearing Analysis. **Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, Journal of Lubrication Technology**, Vol. 101, pp 305-311, July 1979b.

GUPTA, P.K. Dynamics of rolling element bearings Part III: Ball Bearing Analysis. **Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, Journal of Lubrication Technology**, Vol. 101, pp 312-318, July 1979c.

GUPTA, P.K. Dynamics of rolling element bearings Part IV: Ball Bearing Results. **Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, Journal of Lubrication Technology**, Vol. 101, pp 319-326, July 1979d.

GUPTA, P.K. Some dynamic effects in high-speed solid-lubricated ball bearings. **Proceedings of the ASLE/ASME Lubrication Conference**, New Orleans, Louisiana, October 5-7, 1981.

GUPTA, P.K. **Advanced dynamics of rolling element bearings**. Springer Verlag, 1984.

GUPTA, P.K.; DILL, J.P.; BANDOW, H.E. Dynamics of rolling element bearings: Experimental validation of the DREB and RAPIDREB computer programs. **Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, Journal of Tribology**, Vol. 107, pp 132-137, January 1985.

GUPTA, P.K.; TALLIAN, T.E. Rolling Bearing Life Prediction – Correction for materials and operating conditions. Part III: Implementation in bearing dynamics computer codes. **Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, Journal of Tribology**, Vol. 112, pp 23-26, January 1990.

HENG, R.; NOR, M. Statistical analysis of sound and vibration signals for monitoring rolling element bearing condition, **Applied Acoustic**, 53, pp.211-226, 1998.

HOUSER, D.R.; DROSJACK, M.J. Vibration signal analysis techniques. **US Army Air Mobility Research and Development Laboratory Technical Report-73-101**, December 1973.

JARDINE, A.K.S.; LIN D.; BANJEVIC, D. A Review on Machinery Diagnostics and Prognostics Implementing Condition-Based Maintenance. **Mechanical Systems and Signal Processing**, Vol. 20, pp 1483-1510, October 2006.

JOHNSON, R. A.; WICHERN, D.W. **Applied multivariate statistical analysis**. Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, New Jersey, 2004.

JONG, J.Y.; COFFIN, T.; JONES, J.H.; MCBRIDE, J.E.; JONES, P.C. Correlation identification between spectral components in turbomachinery measurements by generalized hypercoherence. **Proceedings of the 3rd International Machinery Monitoring and Diagnostics Conference**, Las Vegas, Nevada, pp 243-248, December 9-12, 1991.

KAR, CHINMAYA.; MOHANTY, A.R. Application of KS Test in Ball Bearing Fault Diagnosis. **Journal of Sound and Vibration**, pp 439-454, December 2004.

KHAN, A.F. Condition monitoring of rolling element bearings: A comparative study of vibration based techniques. **Ph.D. Thesis**, University of Nottingham, May 1991.

KHAN, A.F.; WILLIAMS, E.J. Predicting the remaining life of rolling element bearings. **Proceedings of I.MECH.E. Conference on Vibrations in Rotating Machinery**, University of Bath, pp 403-408, September 7-10, 1992.

KIRAL, Z.; KARAGULLE, H. Simulation and Analysis of Vibration Signals Generated By Rolling Element Bearing With Defects. **Tribology International**, September, 2003.

KIRAL, Z.; KARAGULLE, H. Vibration Analysis of Rolling Element Bearings With Various Defects Under The Action of an Unbalanced Force. **Mechanical Systems and Signal Processing**, November 2006.

KOHN, A.F. **Apostila de reconhecimento de padrões – uma abordagem estatística**, Universidade de São Paulo, 1998.

LAI, M.S. Detection of developing bearing failures by means of vibration analysis. **Ph. D. Thesis**, University of Windsor, Ontario, Canada, 1990.

LI, C.J.; MA, J.; HWANG, B.; NICKERSON, G.W. Pattern recognition based bicoherence analysis of vibrations for bearing condition monitoring. **Proceedings of the Symposium on Sensors, Controls and Quality Issues in Manufacturing, ASME Winter Annual Meeting**, Atlanta Georgia, pp 1-11, December 1991.

LI, C.Q.; PICKERING, C.J.D. Robustness and sensitivity of non-dimensional amplitude parameters for diagnosis of fatigue spalling. **Condition Monitoring and Diagnostic Technology**, Vol. 2, No. 3, pp 81-84, January 1992.

LIN, J.F.; CHOU, C.C. The response surface method and the analysis of mild oxidational wear. **Tribology International**, n.35, p. 771-785, 2002.

MALLAT, S.G. A theory of multiresolution signal decomposition: The Wavelet representation. **IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence**, Vol. 11, No. 7, pp 674-693, July 1989.

MASUI, C.; DECORTE, F. Enhancing learning and problem solving skills: orienting and self-judging, two powerful and trainable learning tools. **Learning and Instruction**, n.9, p. 517-542, 1999.

MCFADDEN, P.D.; SMITH J.D. Vibration monitoring of rolling element bearings by the high frequency resonance technique – a review. **Tribology International**, Vol. 17, No. 1, pp 3.10, February 1984a.

MCFADDEN, P.D.; SMITH, J.D. Model for the vibration produced by a single point defect in a rolling element bearing. **Journal of Sound and Vibration**, Vol. 96, No. 1, pp 69-82, 1984b.

MCFADDEN, P.D.; SMITH, J.D. Model for the vibration produced by multiple point defects in a rolling element bearing. **Journal of Sound and Vibration**, Vol. 98, No. 2, pp 263-273, 1985.

MCNAMARA, D.S.; HEALY, A. A procedural explanation of the generation effect: the use of an operand retrieval strategy for multiplication and addition problems. **Journal of Memory and Language**, n.34, p.339-416, 1995.

MECHEFSKE, C.K.; MATHEW, J. Fault detection and diagnosis in low speed rolling element bearings Part I: The use of parametric spectra. **Mechanical Systems and Signal Processing**, Vol. 6, No. 4, pp 297-307, 1992a.

MECHEFSKE, C.K.; MATHEW, J. Fault detection and diagnosis in low speed rolling element bearings Part II: The use of nearest neighbour classification. **Mechanical Systems and Signal Processing**, Vol. 6, No. 4, pp 309-316, 1992b.

MONTGOMERY, D.C. **Designs and analysis of experiments**. John Wiley&Sons, 1997.

MONTGOMERY, D.C.; RUNGER, G.C., **Estatística aplicada e probabilidade para engenheiros**. 2^a. ed. Rio de Janeiro. LTC – Livros Técnicos e Científicos, Editora S.A, 2003.

MULLER-GASS, A.; CAMPBELL, K. Event-Related Potential Measures of Inhibition of Information Processing: I. Selective Attention in Waking State. **International Journal of Psychophysiology**, n.46, p.177-195,2002.

OPPENHEIM, A.V.; SCHAFER, R.W. **Digital signal processing**. Prentice-Hall, 1975.

PAIVA, A.P. Estudo da minimização de erros nas medições de concentração de emulsões por titração karl-fischer utilizando-se projeto de experimentos, **Dissertação de Mestrado**, Unifei, Itajubá, 2004.

PALMGREN, A., Ball and Roller Bearing Engineering. **S.H. Burbank and Co. Inc.**, Philadelphia, 1947.

RANDALL, R.B. Computer aided vibration spectrum trend analysis for condition monitoring. **Maintenance Management International**, Vol. 5, pp 161-167, 1985.

RASIS, D., HOWARD, S.G., POPOVICH, E. Papers Organizers International: A Fictitious Six Sigma Green Belt Case Study. **II Quality Engineering**. Vol.15, Nc. 2, pp.259-274, 2002.

STEWART, R.M. Application of signal processing techniques to machinery health monitoring. **Noise and Vibration**, Halsted Press, Chapter 23, pp 607-632, 1983.

SUBRAHMANYAM, M.; SUJATHA, C. Using Neural Networks for the Diagnosis of Localized Defects in Ball Bearings. **Tribology International**, January 1997.

SUN, Q.; CHEN, P.; ZHANG, D.; XI, F. Pattern Recognition for Automatic Machinery Fault Diagnosis. **Journal of Vibration and Acoustic**, 126, pp.307-316, 2004.

SUN, Q., XI,F., CHEN, P.; KRISHNAPPA, G. Bearing Condition Monitoring Trough Pattern Recognition Analysis. **The 6th International Conference on Sound and Vibration**, Denmark, 1999.

SWANSSON, N.S.; FAVALORO, S.C. Applications of vibration analysis to the condition monitoring of rolling element bearings. **Aeronautical Research Laboratory, Propulsion Report 163**, January 1984.

TANDON, N.; CHOUDHURY. A Review of Vibration and Acoustic Measurement Methods for The Detection of Defects in Rolling Element Bearings.**Tribology International**, February 2000.

TAPLAK, H.; UZMAY, I.; YILDIRIM, SAHIN. An Artificial Neural Network Application to Fault Detection of a Rotor Bearing System. **Industrial Lubrication and Tribology, Emerald Group Publishing Limited**, Vol.58, pp32-44, 2006.

TEO, S. Advances in the condition monitoring of slow speed rolling element bearings. **International Noise and Vibration Conference**, 1989a.

TEO, S. Condition monitoring of slow speed rolling element bearings in a mechanically noisy environment. **Appita**, Vol. 42, No. 3, pp 206-208, May 1989b.

WEBB, A. **Statiscal pattern recognition**, John Wiley&Sons, 2002.

WHITE, G. Amplitude demodulation – A new tool for predictive maintenance. **Sound and Vibration**, pp 14-19, September 1991.

ZUPAN, S.; KUNC, R.; PREBIL, I. Experimental Determination of Damage to Bearing Raceways in Rolling Rotational Connections. **Experimental Techniques**, Vol. 30, p 31, March 2006.

XLF.;SUN,Q.; KRISHNAPPA, G. Bearing Diagnostics Based on Pattern Recognition of Statical Parameters, **Journal of Vibration and Control**, 6, pp.375-392, 2000.

Anexo A

MÉTODO DE CLUSTER (MULTIVARIADA NÃO SUPERVISIONADA)

A.1 INTRODUÇÃO

Existem duas divisões principais de classificações: classificação supervisionada (discriminação) e classificação não supervisionada (agrupamento). Na classificação supervisionada temos um conjunto de amostras de dados (cada uma consistindo de medições em um conjunto de variáveis) com identificações associadas aos tipos de classes. Estes tipos são usados como exemplares no projeto de classificador.

Para o espaço classificado, podemos aplicar o Método de Cluster (classificação não Supervisionada). No Método de Cluster os dados não são identificados e procuramos encontrar grupos nos dados.

A classificação pertence a um número conhecido de grupos, e o objetivo operacional é atribuir novas observações a um destes grupos. É uma técnica em que não são feitas suposições em relação ao número de grupos ou a estrutura do grupo.

O agrupamento do Método de Cluster é feito com base nas similaridades ou distâncias (dissimilaridades).

O objetivo básico na análise de Cluster é descobrir se os agrupamentos naturais estão presentes nos dados medidos de vibrações. Primeiramente devemos desenvolver uma escala quantitativa na qual mede-se a associação (similaridade) entre os dados.

Mesmo sem a noção precisa de um agrupamento natural, frequentemente conseguimos agrupar visualmente os objetos em gráficos de dispersão bi ou tri-dimensionais.

No método de classificação não supervisionada, aplica-se o método hierárquico baseado na distância mínima. O método hierárquico derivam um agrupamento de uma dada matriz de dissimilaridade, representado por uma árvore hierárquico, que é um conjunto aninhado de divisões representado por um diagrama de árvores ou dendograma. A Figura A.1 mostra um exemplo de diagrama de árvores ou dendograma.

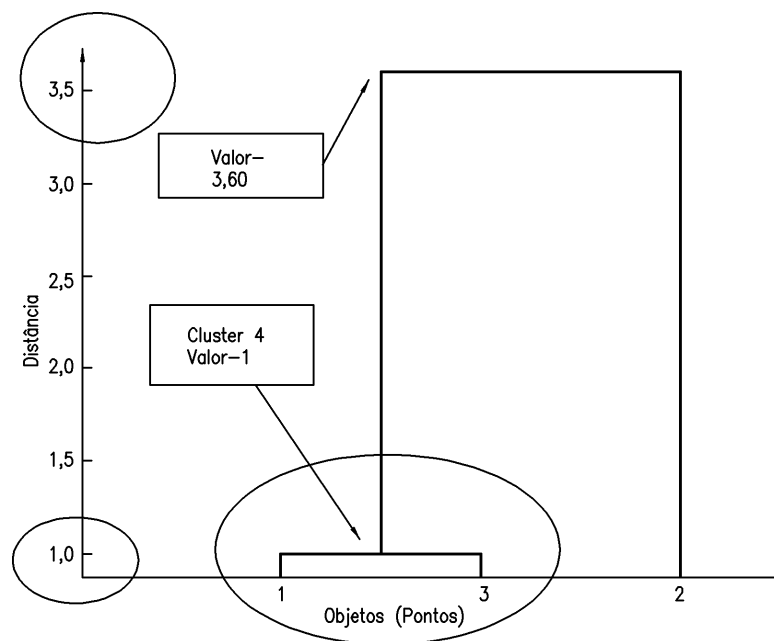


Figura A.1 – Exemplo de diagrama de árvore ou dendograma

A.1.1 Medidas de Similaridade ou Método Hierárquico de Agrupamento

A maioria dos esforços em produzir uma estrutura de grupo bastante simples a partir de um conjunto de dados complexo necessariamente requer uma medida de proximidade, ou similaridade.

A distância Euclidiana (linha reta) entre duas observações p-dimensionais (itens) $x = [x_1, x_2, \dots, x_p]$ e $y = [y_1, y_2, \dots, y_p]$ é:

$$d(x, y) = \sqrt{(x_1 - y_1)^2 + (x_2 - y_2)^2 + \dots + (x_p - y_p)^2}$$

As técnicas hierárquicas de agrupamento são compostas pelo encadeamento completo ou o método do elo completo (distância máxima ou vizinho mais distante), encadeamento médio (distância média), encadeamento mínimo ou o elo simples (distância mínima ou vizinho mais próximo). Nesta tese aplicaremos apenas o encadeamento simples (distância mínima ou vizinho mais próximo). As Figuras A.2 e A.3 mostram o encadeamento simples e a fusão dos clusters sob os três critérios de encadeamento.

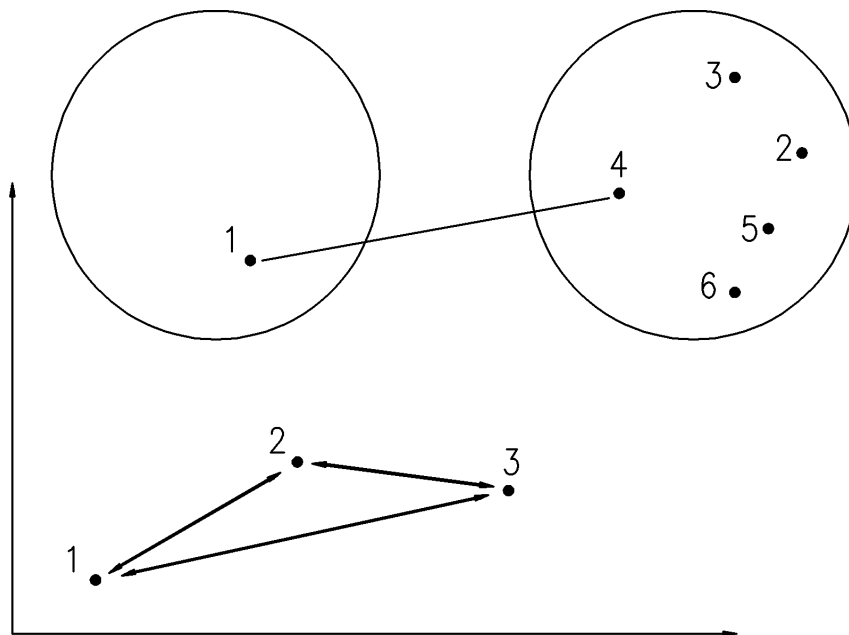


Figura A.2 – Método da distância mínima

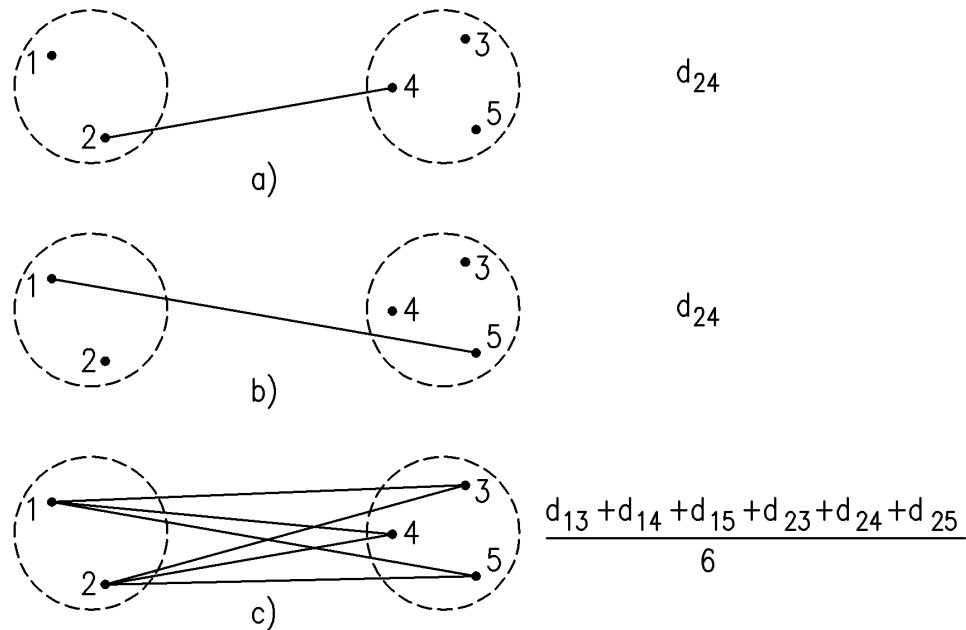


Figura A.3 – Distância inter-cluster (dissimilaridade) para (a) encadeamento simples, (b) encadeamento completo, e (c) encadeamento médio.

A Figura A.3 mostra que o encadeamento simples resulta quando os grupos são fundidos de acordo com a distância entre seus membros mais próximos. O encadeamento completo ocorre quando os grupos são fundidos de acordo com a distância entre os seus membros mais distantes. Para o encadeamento médio, os grupos são fundidos de acordo com a distância média entre os pares de membros nos respectivos conjuntos.

A.1.2 Encadeamento Simples ou Distância Mínima

Os insumos para um algoritmo de encadeamento simples podem ser distâncias ou similaridades entre os pares de objetos. Os grupos são formados a partir de entidades individuais mesclando-se os vizinhos mais próximos, onde o termo vizinho mais próximo conota a menor distância ou maior similaridade.

Inicialmente, devemos encontrar a menor distância em $D = \{d_{ik}\}$ e mesclar os objetos correspondentes, digamos U e V, para obter o cluster (UV). As distâncias entre (UV) e qualquer outro cluster W são computadas por:

$$d_{(UV)W} = \min\{d_{UW}, d_{VW}\}$$

Aqui as grandezas d_{UW} e d_{VW} são as distâncias entre os vizinhos mais próximos dos clusters U e W e clusters V e W, respectivamente.

Os resultados dos agrupamentos de encadeamento simples podem ser graficamente exibidos na forma de um dendograma, ou diagrama de árvores. Os ramos na árvore representam os clusters. Os ramos se juntam (mesclam) nos nós cujas posições ao longo de um eixo de distância (ou similaridade) indicam o nível no qual as fusões ocorrem.

A.1.3 Exemplo Aplicando o Método de Distância Mínima

Ilustramos o método, por exemplo, com um algoritmo aglomerativo no qual, em cada estágio do algoritmo, os dois grupos mais próximos são fundidos um novo grupo, onde a distância entre os dois grupos A e B, é a distância entre seus membros mais próximos, têm-se:

$$d_{AB} = \min_{i \in A, k \in B} (d_{ik})$$

Considere a matriz de dissimilaridade (simétrica) para cada par de objetos em um conjunto compreendendo cinco indivíduos:

$$D = \{d_{ik}\} = \begin{array}{ccccc|c} & 1 & 2 & 3 & 4 & 5 & \\ \hline & 0 & & & & & 1 \\ & 9 & 0 & & & & 2 \\ & 3 & 7 & 0 & & & 3 \\ & 6 & 5 & 9 & 0 & & 4 \\ & 11 & 10 & (2) & 8 & 0 & 5 \end{array}$$

Tratando cada objeto como um cluster, o agrupamento começa mesclando-se os dois itens mais próximos. Os dois grupos mais próximos (que contém um objeto simples neste estágio) são aqueles que contém os indivíduos 3 e 5.

$$\min_{i,k}(d_{ik}) = d_{53} = 2$$

Os objetos 5 e 3 são mesclados para formar um novo grupo (35). Para implementar o próximo nível de agrupamento, portanto precisamos das distâncias entre o cluster (35) e os objetos restantes, 1,2, e 4. As distâncias do vizinho mais próximo são:

$$d_{(35)1} = \min\{d_{31}, d_{51}\} = \min\{3,11\} = 3$$

$$d_{(35)2} = \min\{d_{32}, d_{52}\} = \min\{7,10\} = 7$$

$$d_{(35)4} = \min\{d_{34}, d_{54}\} = \min\{9,8\} = 8$$

Eliminando as linhas e colunas de D correspondentes aos objetos 3 e 5 e acrescentando uma linha e coluna para o cluster (35), obtemos a nova matriz distância.

$$D = \{d_{ik}\} = \begin{array}{c|cccc} & \begin{array}{ccc} 35 & 1 & 2 & 4 \end{array} & & & \\ \hline \begin{array}{c} 0 \\ (3) \\ 7 \\ 8 \end{array} & \begin{array}{ccc} 0 & & \\ 9 & 0 & \\ 6 & 5 & 0 \end{array} & \begin{array}{c} 35 \\ 1 \\ 2 \\ 4 \end{array} \end{array}$$

A menor distância entre os pares de clusters agora é $d_{(35)1} = 3$ e mesclamos o cluster (1) com o cluster (35) obtemos o próximo cluster, (135). Calcula-se:

$$d_{(135)2} = \min\{d_{(35)2}, d_{12}\} = \min\{7,9\} = 7$$

$$d_{(135)4} = \min\{d_{(35)4}, d_{14}\} = \min\{8,6\} = 6$$

A matriz de distância para o próximo nível de agrupamento é,

$$D = \{d_{ik}\} = \begin{array}{ccc|c} & \overbrace{135 \quad 2 \quad 4} & & \\ \hline & 0 & & 135 \\ 135 & 7 & 0 & 2 \\ 2 & 6 & (5) & 0 \\ 4 & & & 4 \end{array}$$

O vizinho mais próximo entre os pares de clusters é $d_{42} = 5$, e mesclamos os objetos 4 e 2 para obter o cluster (24).

Neste ponto temos dois clusters distintos, (135) e (24). A distância do seu vizinho mais próximo é,

$$d_{(135)(24)} = \min\{d_{(135)2}, d_{(135)4}\} = \min\{7, 6\} = 6$$

A matriz de distância final resulta em:

$$D = \{d_{ik}\} = \begin{array}{cc|c} & \overbrace{135 \quad 24} & \\ \hline & 0 & 135 \\ 135 & (6) & 0 \\ 24 & & 24 \end{array}$$

Conseqüentemente, os clusters (135) e (24) são mesclados para formar um cluster simples de todos os cinco objetos, (12345), quando a distância do vizinho mais próximo atinge 6.

O dendograma da Figura A.4 ilustra o agrupamento hierárquico recém concluído. Os agrupamentos, e os níveis de distância nos quais eles ocorrem, são claramente ilustrados no dendograma.

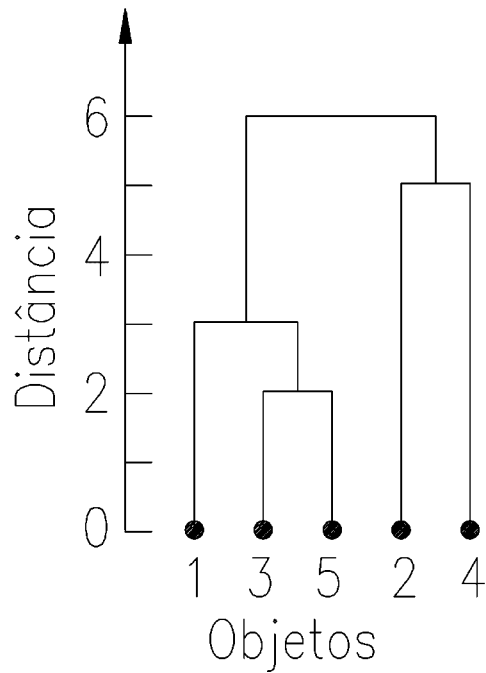


Figura A.4- Dendograma de encadeamento simples para distâncias entre cinco objetos.

O método do elo simples ilustra o fato de que precisa apenas de um elo simples para unir dois grupos distintos e que a distância entre dois grupos é a distância de seus vizinhos mais próximos.

A.2 EXEMPLO PRÁTICO E CONCLUSÃO

Implementou-se o método de Cluster no programa Matlab e aplicou-se para duas classes de defeitos obtidos no quinto capítulo, e depois testou-se um novo rolamento com defeito na pista interna, conforme mostrados na Tabela A.1 e dendograma da Figura A.5.

Tabela A.1 – Classes e dados medidos

CLASSES	PONTOS
K1 = Rolamento Sem Defeito	1,2,3,4 e 5
K2= Rolamento com um Único Defeito na Pista Interna (BPFI)	6,7,8,9 e 10
Novo Rolamento Medido com um Único Defeito na Pista Interna (BPFI)	11

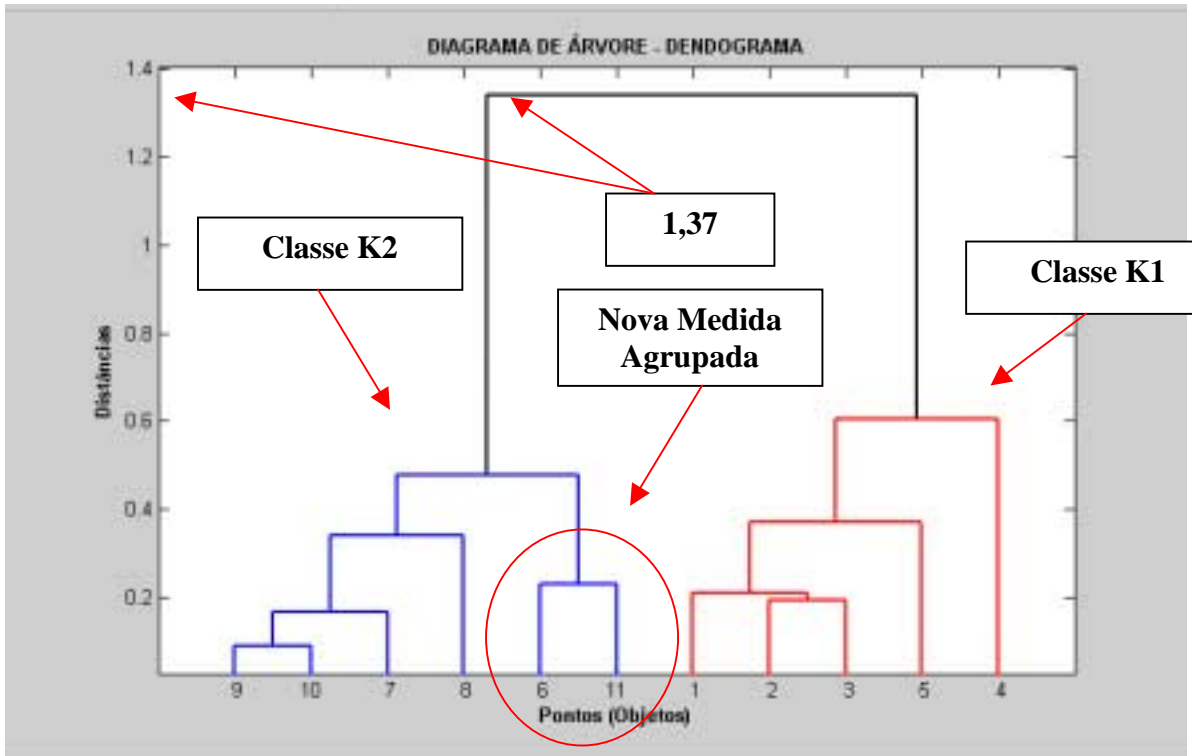


Figura A.5 – Diagrama de árvore ou dendograma da parte experimental do quinto capítulo (para duas classes e o vetor novo)

Podemos observar na Figura A.5, que os pontos 1,2,3,4 e 5 (rolamento sem defeito) formaram um Cluster (classe K1) ou se agruparam, e os pontos 6,7,8,9 e 10 (rolamento com um único defeito na pista interna (BPF)) formaram um outro cluster (classe K2), e a distância mínima entre os dois clusters é de 1,37. Também podemos notar que o ponto 11 (novo rolamento medido com um único defeito na pista interna (BPF)) possui a distância mínima ou maior similaridade com o ponto 6, portanto o ponto 11 agrupou-se com o ponto 6, pertencendo ao cluster (classe K2) com um único defeito na pista interna (BPF), tornado o reconhecimento da nova medida automática.

Portanto, pode-se concluir que essa ferramenta é muito importante para o reconhecimento automático de defeitos em rolamentos através da análise de vibrações, e devem ser estudadas em futuros trabalhos e quem sabe ser implementada em um sistema on-line.