

LUIZ FERNANDO RIBEIRO ROCHA

DIAGNÓSTICO DE FALHAS ATRAVÉS DA ANÁLISE DE VIBRAÇÕES
PELO MÉTODO DE SINAIS RESIDUAIS NA MANUTENÇÃO PREDITIVA DE
INDÚSTRIAS DE PAPEL E CELULOSE

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do Título de Mestre em
Engenharia

São Paulo
2003

CONSULTA
FD-3535

LUIZ FERNANDO RIBEIRO ROCHA

DIAGNÓSTICO DE FALHAS ATRAVÉS DA ANÁLISE DE VIBRAÇÕES
PELO MÉTODO DE SINAIS RESIDUAIS NA MANUTENÇÃO PREDITIVA DE
INDÚSTRIAS DE PAPEL E CELULOSE

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do Título de Mestre em
Engenharia

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

Orientador:

Professor Associado Limilson Rodrigues
Padovese

São Paulo
2003

*Aos meus pais Ary e Edna, à minha irmã
Ana Paula e à minha esposa Eliana, pelo
apoio incondicional.*

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus por tudo.

Ao amigo e orientador Prof. Dr. Limalson Rodrigues Padovese pelas diretrizes seguras e incentivo constante.

Agradeço as empresas Cia. Suzano de Papel e Celulose e Ripasa S.A. Celulose e Papel, representadas por todos os colegas que contribuíram direta ou indiretamente.

Aos colegas do Laboratório de Dinâmica e Instrumentação do Departamento de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.

A todos que, direta ou indiretamente, colaboraram na execução deste trabalho.

RESUMO

Este trabalho consiste em um estudo sobre a manutenção preditiva através da análise de vibrações, com a aplicação de técnicas convencionais e não convencionais de análise e diagnóstico de falhas em equipamentos mecânicos em máquinas e equipamentos da indústria de papel e celulose. São discutidos os aspectos práticos vivenciados na indústria, bem como o conteúdo acadêmico referente às tecnologias aplicadas, que fornece a base teórica para a compreensão dos fenômenos físicos estudados. A fundamentação teórica aborda o processo de condicionamento e processamento de sinais, os parâmetros de análise e as técnicas de diagnósticos comumente utilizados em programas de manutenção preditiva, bem como o método convencional de sinais residuais. Os parâmetros de análise de vibrações especialmente abordados são o RMS, o espectro de frequência, a partir da Transformada de Fourier, a técnica de envelope e o parâmetro escalar energia residual. Utiliza-se, para fins comparativos do desempenho destes parâmetros, bancos de dados reais de vibrações dos sistemas de manutenção preditiva de duas indústrias nacionais. São avaliados casos de defeitos em componentes de máquinas de papel, como rolamentos instalados em cilindros secadores e também casos de defeitos de equipamentos rotativos industriais (p.ex.: bombas, motores elétricos e ventiladores), que apresentam defeitos reais, tais como desbalanceamento, desalinhamento, folgas mecânicas etc.

Os objetivos principais deste estudo são: revisar os métodos convencionais utilizados para a detecção de defeitos em equipamentos mecânicos através da análise de vibrações; analisar a eficiência dos parâmetros de análise de vibrações convencionais e a sistemática de medição e análise utilizada; comprovar a eficácia da utilização do método de sinais residuais como um parâmetro de análise e diagnóstico de falhas, a partir dos dados disponíveis na indústria de papel e celulose. Os resultados mostram a eficácia do método de sinais residuais e do parâmetro escalar energia residual como excelente indicador da condição de defeitos em rolamentos.

Palavras chaves: *Análise de Vibrações, Manutenção Preditiva, Indústria de Papel e Celulose, Sinais Residuais*

ABSTRACT

This work concerns a study of predictive maintenance by vibration analysis, employing conventional and non-conventional techniques of fault analysis and diagnosis in mechanical equipment of machinery from cellulose and paper industries. The study discusses practical industrial aspects as well as the academic contents related to the applied technologies, which gives the theoretical basis for the understanding of the studied physical phenomena. The theoretical fundamentals tackle the signal processing and conditioning and the some parameters of analysis. They also describe diagnosis techniques commonly employed in predictive maintenance as well as the non-conventional method of residual signals. The particularly described vibration analysis parameters are the RMS, the frequency spectrum from the Fourier Transform, the envelope technique and the scalar residual energy parameter. A data base, coming from maintenance systems of two national industries, is employed for comparing the performance of the analysis parameters mentioned above. Some common faults in paper machinery components, such as rolling bearings faults, fans and electrical motors are analysed.

The main objectives of this work are: to review conventional methods for fault detection in mechanical equipment through vibration analysis; to analyse the performance of conventional vibration analysis parameters and the employed measurement and analysis procedures; to demonstrate the efficacy of the use of the residual signal method as a parameter of analysis and of fault diagnosis; from data available from the paper and cellulose industry. The results show the efficacy of both, the residual signal method and the scalar residual energy parameter as an excellent indicator of the defects condition in rolling bearings.

Keywords: Vibration Analysis, Predictive Maintenance, Cellulose and Paper Industry, Residual Signals

ERRATA

Página	Linha	Onde se lê	Leia-se
15	3	Deslocamento (Típico) Integração Dupla	Deslocamento (Típico)
		Velocidade (Típico) Integração Simples	Velocidade (Típico)
		Resposta de Aceleração (Típico)	Aceleração (Típico)
19	8	deveriam	Deveriam
24	3	NBR 10082	NBR 10082: 1987
46	2	$X(f) = \int_0^1 x(t) \cdot e^{-j2\pi ft} dt$	$X(f) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \cdot e^{-j2\pi ft} dt$
46	5	$x(n) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\pi}^{\pi} X(\omega) \cdot e^{j\omega n} d\omega$	$x(n) = A \int_{-\infty}^{\infty} X(\omega) \cdot e^{j\omega n} d\omega$
46	11	$Energia = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) ^2 dt = \int_{-\infty}^{\infty} X(f) ^2 df$	$Energia = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)^2 dt = \int_{-\infty}^{\infty} X(f) ^2 df$
50	1	G^2	G^2 / Hz
68	22	$1/2 \times f_{rot} - 1 \times f_{rot} - 1/2 \times f_{rot} - 1 \times f_{rot} \dots$	$1/2 \times f_{rot}; 1 \times f_{rot}; 1/2 \times f_{rot}; 2 \times f_{rot} \dots$
93	3 e 8	mm/s^2	$mm/s^2 Hz$
93	6 e 9	$ D(f) - D(f) $	$ D(f) - R(f) $
94	1	mm/s^2	$mm/s^2 / Hz$
101	1 e 3	mm/s^2	$mm/s^2 / Hz$
102	3	G^2	G^2 / Hz
104	1 e 3	mm/s^2	$mm/s^2 / Hz$
105	3	G^2	G^2 / Hz
111	10	mm/s^2	$mm/s^2 / Hz$
112	1	mm/s^2	$mm/s^2 / Hz$
112	6	G^2	G^2 / Hz
116	10	mm/s^2	$mm/s^2 / Hz$
117	8	mm/s^2	$mm/s^2 / Hz$
118	8	mm/s^2	$mm/s^2 / Hz$

SUMÁRIO

1	1. INTRODUÇÃO	1
1	1.1. Contexto	1
2	1.2. Objetivos	2
3	1.3. Metodologia	3
5	2. MANUTENÇÃO PREDITIVA ATRAVÉS DA ANÁLISE DE VIBRAÇÕES	5
5	2.1. Manutenção Industrial	5
9	2.2. Análise Financeira da Manutenção Preditiva em Indústrias de Papel	9
12	2.3. Conceitos Básicos de Análise de Vibrações	12
17	2.4. Implantação de um Plano de Manutenção Preditiva	17
20	2.5. Normas Técnicas para Severidade de Vibração	20
27	3. CONDICIONAMENTO E PROCESSAMENTO DE SINAIS	27
28	3.1. Transdutores de Sinais	28
32	3.2. Coleta de Sinais	32
34	3.3. Amplificadores de Sinais	34
36	3.3.1. Filtragem e Conversão de Sinais	36
36	3.3.1. Faixa de Frequência de Medição	36
37	3.3.2. Filtro Anti-aliasing	37
38	3.3.3. Digitalização de Sinais	38
40	4. PARÂMETROS DE ANÁLISE DE SINAIS	40
42	4.1. Domínio do Tempo	42
44	4.1.1. RMS ou V _{ef}	44
44	4.1.2. Skewness	44
45	4.1.3. Kurtosis	45
45	4.1.4. Fator de Crista	45
45	4.2. Domínio da Frequência	45
46	4.2.1. Janelas de Ponderação de Sinais	46
47	4.2.2. Expressão Simplificada da FFT	47
48	4.2.3. Densidade Espectral de Potência	48

4.2.4. Método de Envelope 50

4.3. Outros Métodos de Análise de Sinais de Vibrações 55

4.3.1. Distribuição Tempo-Frequência 55

4.3.2. Análise Cepstral 56

5. DIAGNÓSTICO DE FALHAS 57

5.1. Defeitos Diagnosticados pela Análise de Vibrações 58

5.1.1. Desbalançamento 58

5.1.2. Desalinhamento 60

5.1.3. Defeito de Rolamento 63

5.1.4. Folgas Mecânicas 66

5.1.5. Defeitos de Engrenamento 67

5.1.6. Diagnósticos de Defeitos Usuais na Indústria 68

5.2. Tendências da Manutenção Preditiva Através da Análise de Vibrações 70

5.2.1. Sistemas de Monitoramento On-line 71

5.2.2. Sistemas de Diagnósticos Automáticos 72

6. MÉTODO DE SINAIS RESIDUAIS 74

6.1. Transformações Homomórficas 74

6.2. Sinais Residuais 75

6.3. Transformações Homomórficas por Convolução 76

6.4. Transformações Homomórficas por Adição 77

6.5. Energia Residual 79

6.6. Pontos Críticos do Método de Sinais Residuais 80

6.6.1. Alterações de Condições Operacionais 80

6.6.2. Variação de Rotação 80

6.6.3. Presença de ruídos 81

7. MATERIAIS E MÉTODOS EXPERIMENTAIS 83

7.1. Abrangência do Estudo Experimental 83

7.2. Procedimento de Análise de Vibrações e Diagnóstico de Falha 86

7.3. Ajustes de Medição e Parâmetros de Análise de Vibrações 88

7.4. Observações sobre Dados de Vibrações Analisados 91

7.5. Procedimento Utilizado para a Determinação dos Sinais Residuais 91

A. Planilha de Referências Bibliográficas por Assunto e Localização no Texto	
B. Gráficos dos Resultados dos Cálculos da Energia Residual para Rolamentos de Cilindros Secadores	
C. Gráficos dos Resultados dos Cálculos da Energia Residual para Rolamentos de Equipamentos Industriais	
D. Gráficos dos Resultados dos Cálculos da Energia Residual para Defeitos Mecânicos	

APÊNDICES

8. RESULTADOS E DISCUSSÃO	95
8.1. Defeitos em Rolamentos de Cilindros Secadores	95
8.1.1. Cálculo da Energia Residual a Partir da DEP	97
8.1.2. Cálculo da Energia Residual a Partir do Espectro de Envelope	98
8.1.3. Resultados da ER para os Casos de Rolamentos dos CLS	99
8.2. Defeitos em Rolamentos Industriais	106
8.2.1. Energia Residual para Rolamentos Industriais - DEP	108
8.2.2. Energia Residual para Rolamentos Industriais - ENV	109
8.2.3. Resultados da ER para os Casos de Rolamentos de Equipamentos Industriais	110
8.3. Defeitos Mecânicos de Equipamentos Industriais	113
8.3.1. Energia Residual para Defeitos Mecânicos - DEP	115
8.3.2. Análises Espectrais de Casos de Defeitos Mecânicos	116
9. CONCLUSÕES E SUGESTÕES	119
9.1. Conclusões	119
9.2. Sugestões para Futuros Trabalhos	120
LISTA DE REFERÊNCIAS	121

LISTA DE FIGURAS

6	Figura 2.1 – Práticas de Manutenção
6	Figura 2.2 – Resultados x Tipos de Manutenção
11	Figura 2.3 – Custo de Falhas e de Manutenção
13	Figura 2.4 – Amplitude, Freqüência e Fase
13	Figura 2.5 – Sinal no Tempo $x(t)$
14	Figura 2.6 – Sinais no Tempo e em Freqüência
15	Figura 2.7 - Integração e Dupla Integração da Aceleração
16	Figura 2.8 – Processo Prático de Medição e Análise de Vibrações
19	Figura 2.9 – Pontos de Medição em um Conjunto Moto-bomba
21	Figura 2.10 – Carta de Severidade de Rathbone
22	Figura 2.11 – Carta de Severidade de Blake
23	Figura 2.12 – Carta de Severidade de Vibração ISO 10816-1
25	Figura 2.13 – Exemplo de Curva de Tendência no Nível de Vibração
26	Figura 2.14 – Alarmes por Bandas de Freqüências
26	Figura 2.15 - Carta de Severidade de RMS do Espectro de Envelope da SKF
28	Figura 3.1 – Etapas de Aquisição e Condicionamento de Sinais de Vibração
29	Figura 3.2 – Modelos de Acelerômetros Comumente Usados na Indústria
31	Figura 3.3 – Resposta Dinâmica de Transdutores Convencionais de Vibração
31	Figura 3.4 – Curvas de Sensibilidade de Acelerômetros Piezoelétricos
32	Figura 3.5 – Resposta a Temperatura Típica de um Acelerômetro
33	Figura 3.6 – Tipos de Fixação do Sensor x Linearidade
34	Figura 3.7 – Componentes mais Utilizados para a Fixação de Sensores
35	Figura 3.8 – Acelerômetro Piezoelétrico com Pré-amplificador
35	Figura 3.9 – Amplificador de Sinal de um Acelerômetro Piezoelétrico
36	Figura 3.10 – Tipos de Filtros Passivos
38	Figura 3.11 – Digitalização do Sinal – Intervalo de Amostragem
42	Figura 4.1 – Exemplo de Sinal de Vibração no Tempo
48	Figura 4.2 – FFT do Sinal de Vibração no Tempo da Figura 4.1
50	Figura 4.3 – DBF do Sinal de Vibração no Tempo da Figura 4.1
51	Figura 4.4 – Processamento do Sinal de Envelope
53	Figura 4.5 – Envelope do Sinal de Vibração no Tempo da Figura 4.1
54	Figura 4.6 – Espectro de Envelope Indicando Defeito de Rolamento
58	Figura 5.1 – Problemas Comuns de Vibração na Indústria de Papel

59	Figura 5.2 – Força Centrífuga de Desbalançamento
59	Figura 5.3 – Espectro de Vibração Típico de Desbalançamento
60	Figura 5.4 – Tipos de Desalinhamento
61	Figura 5.5 – Ciclos de Desalinhamento Paralelo e Angular
62	Figura 5.6 – Espectro de Vibração Típico de Desalinhamento Paralelo (Radial)
62	Figura 5.7 – Espectro de Vibração Típico de Desalinhamento Angular (Axial)
65	Figura 5.8 – Espectro de Envelope Típico de Defeito de Rolamento BPFI
65	Figura 5.9 – Espectro de Frequência Típico de Defeito de Rolamento
66	Figura 5.10 – Espectro de Vibração Típico de Folgas Mecânicas
67	Figura 5.11 – Espectro de Vibração Típico de Defeito de Engrenamento
71	Figura 5.12 – Sistema de Monitoramento On-line de Vibrações
80	Figura 6.1 - Espectros de Frequência com Diferentes Rotações
81	Figura 6.2 – Espectro Residual com Diferentes Rotações
82	Figura 6.3 – Espectros de Frequência com Ruído
82	Figura 6.4 – Espectro Residual Destacando Ruído em Baixas Frequências
84	Figura 7.1 – Visão Geral de uma Máquina de Papel
84	Figura 7.2 – Mancais de Cilindros Secadores de uma Máquina de Papel
85	Figura 7.3 – Bombas Centrífugas de uma Fábrica de Celulose
85	Figura 7.4 – Ventilador Instalado em uma Fábrica de Celulose
86	Figura 7.5 – Instrumentos Utilizados na Análise de Vibrações
87	Figura 7.6 – Coleta de Dados e Inspeção Sensitiva
87	Figura 7.7 – Transferência de Dados de Vibrações para Microcomputador
88	Figura 7.8 – Tela do Programa de Gerenciamento de Dados Prism4®
90	Figura 7.9 – Tela de Ajustes de Medição de Vibração de Coletor/Analisador
93	Figura 7.10 – Exemplos DEP's
93	Figura 7.11 – DEP com Defeito menos DEP de Referência $[D(f) - D(f)]$
94	Figura 7.12 – Espectro Residual $ D(f) - R(f) $
94	Figura 7.13 – Exemplo de Sinal Residual
99	Figura 8.1 – ER da DEP Médios para Defeitos de Rolamentos de CLS
99	Figura 8.2 – ER do Espectro de ENV Médios para Defeitos de Rolamentos de CLS
100	Figura 8.3 – ER da DEP para Defeito de Rolamento CLS 17 (caso 05)
100	Figura 8.4 – ER do Espectro de ENV para Defeito de Rolamento 17 (caso 05)
101	Figura 8.5 – DEP - Rolamento CLS 17 Condição "R" (caso 05)
101	Figura 8.6 – DEP - Rolamento CLS 17 Condição "D" (caso 05)
102	Figura 8.7 – Espectro de Envelope - Rolamento CLS 17 Condição "D" (caso 05)

102	Figura 8.8 – Foto Indicando do Defeito de Rolamento CLS 17- Caso 05
103	Figura 8.9 – ER da DEP para Defeito de Rolamento CLS 11 (caso 06)
103	Figura 8.10 – ER do Espectro de ENV para Defeito de Rolamento 11 (caso 06)
104	Figura 8.11 – DEP - Rolamento CLS 11 Condíção "R" (caso 06)
104	Figura 8.12 – DEP - Rolamento CLS 11 Condíção "D" (caso 06)
105	Figura 8.13 – Espectro de Envelope - Rolamento CLS 11 Condíção "D" (caso 06)
105	Figura 8.14 – Foto Indicando do Defeito de Rolamento CLS 11- Caso 06
110	Figura 8.15 – ER da DEP para Defeito de Rolamento (caso 15)
111	Figura 8.16 – ER do Espectro de Envelope para Defeito de Rolamento (caso 15)
111	Figura 8.17 – DEP para Defeito de Rolamento na Condíção "R" (caso 15)
112	Figura 8.18 – DEP para Defeito de Rolamento na Condíção "D" (caso 15)
112	Figura 8.19 – Espectro de Envelope - Defeito de Rolamento na Condíção "D" (caso 15)
116	Figura 8.20 – ER da DEP para Defeito de Desbalançamento (caso 23)
116	Figura 8.21 – DEP's - Defeito de Desbalançamento (caso 23)
117	Figura 8.22 – ER da DEP para Defeito de Desalinhamento (caso 21)
117	Figura 8.23 - DEP's - Defeito de Desalinhamento (caso 21)
118	Figura 8.24 – ER da DEP para Defeito de Folgas Mecânicas (caso 27)
118	Figura 8.25 – DEP's - Defeito de Folgas Mecânicas (caso 27)

LISTA DE TABELAS

Tabela II.1 – Exemplo de Análise de Investimento em Análise de Vibrações	10
Tabela II.2 – Principais Normas Técnicas para Severidade de Vibração	24
Tabela III.1 – Sensores Mais Utilizados para Monitoramento de Máquinas	30
Tabela V.1 – Problemas Típicos e Percentagens Aproximadas de Ocorrência	57
Tabela V.2 – Diagnósticos de Defeitos Comuns em Equipamentos Industriais	68
Tabela VII.1 – Resumo dos Conceitos do Método de Sinais Residuais	92
Tabela VIII.1 – Informações das Medições - Rolamentos Cilindros Secadores	96
Tabela VIII.2 – Resultados da ER a Partir da DEP para CLS	97
Tabela VIII.3 – Resultados da ER a Partir do Espectro de Envelope	98
Tabela VIII.4 – Informações das Medições - Rolamentos Equipamentos Industriais	107
Tabela VIII.5 – Resultados da ER a Partir da DEP – Equipamentos Industriais	108
Tabela VIII.6 – Resultados da ER a Partir do ENV – Equipamentos Industriais	109
Tabela VIII.7 – Informações das Medições - Defeitos Mecânicos	114
Tabela VIII.8 – Resultados da ER da DEP para Defeitos Mecânicos	115

<i>BPHI</i>	frequência de defeito de anel interno do rolamento
<i>BPFO</i>	frequência de defeito de anel externo do rolamento
<i>BSE</i>	frequência de defeito de elementos girantes do rolamento
<i>BB</i>	bomba
<i>CLS</i>	cilindro secador
<i>CTM</i>	custo total de manutenção
<i>CTP</i>	custo total de produção
<i>DEP</i>	densidade espectral de potência
<i>DEP</i>	densidade espectral de potência
<i>ENV</i>	envelope
<i>FCrista</i>	fator de crista
<i>FET</i>	transformada rápida de Fourier
<i>FTF</i>	frequência de defeito de gaiola do rolamento
<i>ICP</i>	circuito piezoelétrico integrado
<i>ITE</i>	investimento total em equipamentos
<i>MTBF</i>	tempo médio entre falhas
<i>PIB</i>	produto interno bruto brasileiro
<i>RCP</i>	condição preditiva relevante
<i>RMS</i>	média quadrática do sinal
<i>SPM</i>	parâmetro de medição pulso-choque
<i>TF</i>	transformada de Fourier
<i>TFI</i>	transformada de Fourier inversa
<i>VT</i>	ventilador

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

LISTA DE SIMBOLOS

α	ângulo de contato
ϕ	ângulo de fase
a	aceleração
c	amortecimento
C_c	custo de manutenção corretiva
C_p	custo de manutenção preventiva condicional
C_{pot}	custo de potência
d	diâmetro dos elementos girantes do rolamento
\tilde{d}	diâmetro primitivo do rolamento
ER	energia residual
$E_{sp}(P)$	custo do risco de parada por manutenção
f	frequência
$F(i)$	força de excitação
f_{amost}	frequência de amostragem de digitalização do sinal
F_c	força centrífuga
f_{eng}	frequência de engrenamento
f_{max}	frequência máxima de vibração
f_{rot}	frequência de rotação
I	custo de intervenção de manutenção
m_d	massa de desbalanceamento
M_x	média do sinal de vibração
N	número de pontos de amostragem do sinal
N_{bs}	número de elementos girantes
$NFFT$	número de linhas do espectro de frequência
P	custo de parada por manutenção
r	raio
S	custo médio de monitoramento condicional
tpi	temperatura
T	período

tempo total de amostragem do sinal	T_{amost}
velocidade	v
variância do sinal de vibração	Var^x
valor eficaz	V_{ef}
deslocamento	x
condição inicial de amplitude	X_0
deslocamento máximo (pico) do sinal de vibração	x_{max}
desvio padrão do sinal de vibração	σ
frequência angular	ω
valor médio de x	\bar{x}
número de dentes da engrenagem	Z

1. INTRODUÇÃO

1.1. Contexto

Na indústria de papel e celulose, assim como em outros setores de atividades industriais, são cada vez mais importantes o aumento da produtividade das máquinas e o incremento na qualidade dos produtos, para que as empresas continuem competitivas em um mercado globalizado. Para isto é necessário um rigoroso controle do processo de manufatura, através do desenvolvimento e aplicação de novas tecnologias de manutenção, que contribuam com a continuidade operacional dos equipamentos.

Os métodos tradicionais de manutenção são basicamente: corretiva, que consiste em deixar que os equipamentos apresentem alguma falha ou algo próximo disso antes de qualquer intervenção de manutenção, acarretando maiores custos associados às perdas de produção, devido a paradas não programadas; e preventiva, que consiste basicamente na programação das intervenções nas máquinas com base na estimativa de um período médio de ocorrência de falhas, resultando em maiores custos de manutenção, devido à substituição de componentes em bom estado.

Como a manutenção industrial representa um setor estratégico para a obtenção dos resultados de produção, novos métodos de manutenção foram desenvolvidos e implantados para aumentar a confiabilidade dos equipamentos, entre os quais a manutenção preditiva através da análise de vibrações, a qual está baseada no conhecimento do estado das máquinas através das medições periódicas dos níveis de vibrações, que permite identificar os defeitos e prever a ocorrência de falhas, deste modo, evita-se paradas inesperadas e substituição de peças desnecessárias. Os resultados da aplicação desta técnica de manutenção são comprovadamente vantajosos para a indústria, tanto que está se tornando cada vez mais difundida no Brasil nos diversos segmentos industriais.

Durante os últimos anos, especialmente a partir de meados da década de 80, as aplicações das técnicas de vibrações e técnicas de análise e diagnóstico passaram a formar a base dos programas de manutenção preditiva das fábricas brasileiras de papel e celulose. Estes programas baseiam-se na associação das vibrações mecânicas manifestadas pelas máquinas às causas que as geram. Os problemas mecânicos, elétricos e operacionais criam forças dinâmicas de excitação e podem ser diagnosticados, com precisão de tempo e dimensão física, através da análise de vibrações.

A eficiência dos programas de manutenção preditiva através da análise de vibrações depende do nível de conhecimento dos engenheiros e técnicos que trabalham na implantação e execução destas atividades. É fundamental conhecer as características e limitações, bem como saber interpretar as informações obtidas através das técnicas de processamento e análise de sinais de vibrações, para se obter melhores resultados.

1.2. Objetivos

Com a revisão bibliográfica sobre o assunto espera-se adquirir e aprimorar os conhecimentos sobre as técnicas de manutenção preditiva através da análise de vibrações utilizadas para o diagnóstico de falhas em equipamentos mecânicos rotativos, que contribuem na compreensão das atividades práticas vivenciadas diariamente por técnicos e engenheiros nas indústrias.

A partir da interação entre os conhecimentos teóricos e práticos, analisar a sistemática da manutenção preditiva através da análise de vibrações e investigar os fatores de sucesso e insucesso no diagnóstico de falhas em equipamentos industriais, com a utilização de parâmetros convencionais de análise de defeitos, tais como RMS, espectro de frequência e espectro de envelope, para alguns casos de falhas estudados. Aplicar o método de sinais residuais às medições de vibrações de equipamentos industriais que apresentaram defeitos, para comprovar a eficácia, ou não, deste método como parâmetro escalar de avaliação de severidade de vibração, a partir dos dados disponíveis nas indústrias pesquisadas.

1.3. Metodologia

O trabalho consiste em um estudo sobre a manutenção preditiva através da análise de vibrações, com a aplicação de técnicas convencionais e não convencionais de análise e diagnóstico de falhas em equipamentos mecânicos em máquinas e equipamentos de indústrias de papel e celulose.

A revisão bibliográfica para a fundamentação científica dos assuntos abordados neste trabalho é citada no transcorrer dos textos dos capítulos de 2 a 6, para obter maior clareza.

No capítulo 2 são apresentados os tipos de manutenção industrial e o contexto geral da manutenção preditiva através da análise de vibrações; a análise financeira que envolve a manutenção preditiva na indústria de papel e celulose; os conceitos básicos sobre a análise de vibrações; o procedimento para a implantação de um plano de análise de vibrações; e os critérios de severidade de vibração, contidos nas normas técnicas vigentes que são utilizadas pela manutenção preditiva.

O capítulo 3 trata a fundamentação teórica sobre o processo de aquisição e condicionamento dos sinais de vibração, desde a coleta física até os tratamentos matemáticos para aquisição dos sinais desejados.

Em seguida, o capítulo 4 descreve as técnicas de processamento e análise de sinais, descrevendo os parâmetros de análise mais utilizados nas indústrias, tanto no domínio do tempo como no domínio da frequência.

No capítulo 5 é feito um detalhamento sobre diagnóstico de falhas dos principais problemas mecânicos de máquinas rotativas industriais, entre os quais: defeito de rolamento, defeito de engrenamento, desalinhamento, folgas mecânicas e desbalanceamento. Neste mesmo capítulo é comentado sobre as principais tendências e novas tecnologias aplicadas na manutenção preditiva na indústria, que são a aplicação monitoramento de vibração on-line e a utilização de sistemas de diagnósticos de defeitos automáticos.

O capítulo 6 contempla a fundamentação teórica sobre transformações homomórficas e sinais residuais, apresentando o conceito do método da energia

residual, que é o principal parâmetro de análise de sinais investigado no estudo experimental.

O capítulo 7 apresenta a abrangência do estudo experimental; o procedimento de análise de vibrações empregado nas fábricas de papel e celulose e instrumentos utilizados para a determinação da energia residual; as variáveis de ajuste de medição e parâmetros de análise do sistema de medição utilizados na indústria; e a análise dos dados de vibrações utilizados.

No capítulo 8 são avaliados os sinais de vibrações de máquinas e equipamentos industriais que apresentaram defeitos ou falhas. São considerados: casos de falhas de rolagens de cilindros secadores de máquinas de papel, casos de defeitos de rolagens de equipamentos industriais tais como bombas, ventiladores, etc; e casos de defeitos mecânicos em equipamentos industriais, entre os quais desalinhamento, folgas mecânicas e desbalanceamento. Para alguns casos especiais, é apresentada a análise espectral, evidenciando as frequências correspondentes aos defeitos, além da análise pelo método de sinais residuais.

As conclusões finais do trabalho e as sugestões para futuros estudos são oriundas dos resultados; e advirão da comparação entre os equipamentos analisados e da discussão sobre casos de defeitos estudados.

2. MANUTENÇÃO PREDITIVA ATRAVÉS DA ANÁLISE DE VIBRAÇÕES

2.1. Manutenção Industrial

O conceito de manutenção vem sofrendo mudanças e rompendo paradigmas, à medida que as empresas buscam maior produtividade. Segundo Kardec, Nascif e Baroni (2002) e Lyonnet (1991) a missão da manutenção é garantir a disponibilidade da função dos equipamentos e instalações de modo a atender a um processo de produção ou de serviço, com confiabilidade, segurança, preservação do meio ambiente e custos adequados.^[31,39]

O tipo de manutenção mais conhecido é o corretivo, ou seja, reparar os equipamentos após a ocorrência de falhas, normalmente envolvendo perdas de produção inesperadas.

A manutenção sistemática de substituição de componentes de equipamentos com uma frequência determinada caracteriza-se como manutenção preventiva, que acarreta custos elevados com a troca de peças, muitas vezes sem necessidade, e ainda não evita todos os modos de falha dos equipamentos industriais.

O ideal seria que nunca houvesse intervenções de manutenção, mas como isto é praticamente impossível, a melhor alternativa é intervir apenas no instante necessário e de modo programado. Assim, a manutenção preditiva surgiu para maximizar a utilização dos componentes e prever o momento adequado para a manutenção. Para isso foram desenvolvidas diversas técnicas de monitoramento da condição (estado) dos equipamentos, entre as quais a *análise de vibrações*.

Nas indústrias estudadas constata-se a ocorrência de manutenção corretiva, preventiva e preditiva, porém não existe uma avaliação precisa referente a porcentagem de incidência de cada tipo de manutenção. No entanto, a tendência é intensificar o uso de ferramentas de monitoramento condicional e empregar técnicas de engenharia de manutenção, afim de identificar e eliminar as verdadeiras causas de falhas de manutenção.

A estratégia de manutenção deve considerar a melhor relação custo/benefício do tipo de manutenção, que dependerá do processo de produção. A figura 2.1, compara as práticas de manutenção atualmente utilizadas nas indústrias pesquisadas e as práticas ideais de manutenção.^[31]

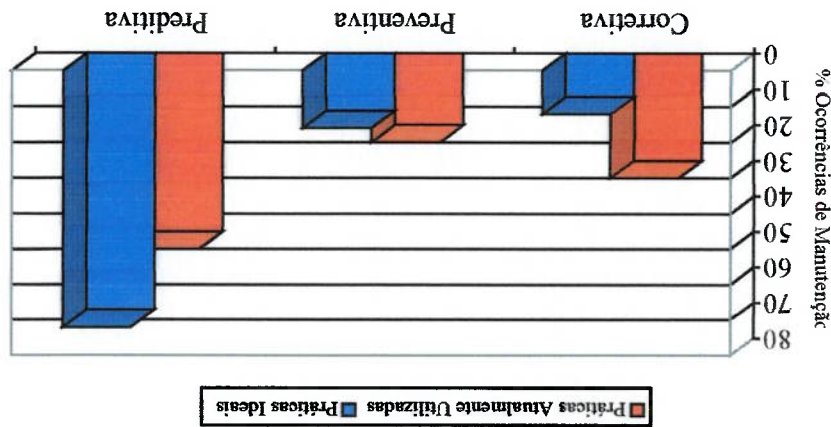


Figura 2.1 – Práticas de Manutenção

A figura 2.2 ilustra a otimização dos resultados - custo e benefícios - em função do tipo de manutenção utilizado.^[31] Kardec, Nascif e Baroni (2002) relatam que os recursos investidos em manutenção preditiva atingem resultados muito superiores comparados com a manutenção corretiva e preventiva periódica, como mostrado na figura 2.2.

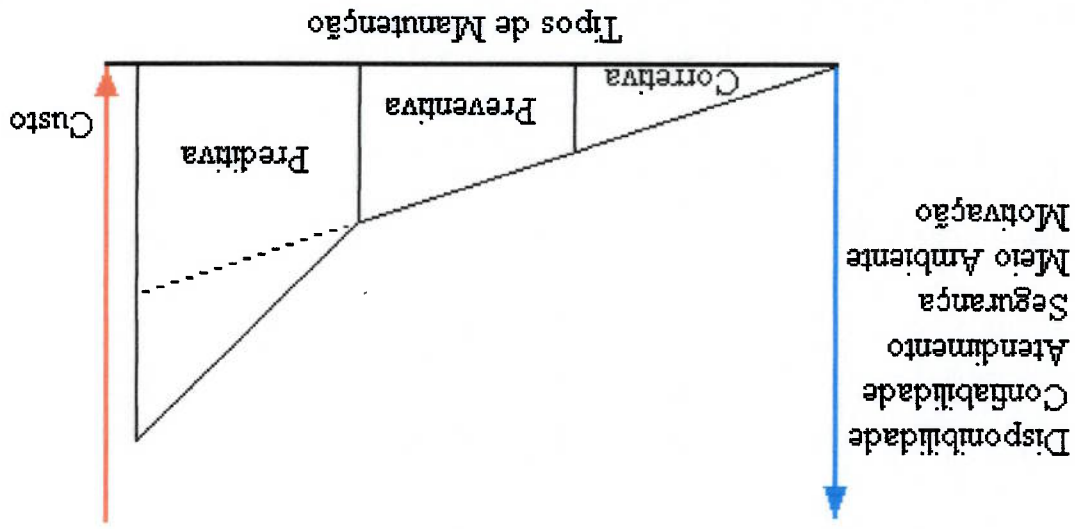


Figura 2.2 – Resultados x Tipos de Manutenção

A técnica de manutenção preditiva através da análise de vibrações contribui significativamente para o aprimoramento técnico da manutenção industrial, para a valorização e motivação dos profissionais de manutenção, além dos benefícios mensuráveis para as empresas, entre os quais pode-se citar:

- ✓ Redução dos custos de substituição peças
- ✓ Diminuição de estoques associados
- ✓ Aumento da eficiência nas intervenções de manutenção
- ✓ Aumento da confiabilidade dos equipamentos da planta industrial
- ✓ Diminuição da gravidade dos problemas
- ✓ Maior segurança industrial
- ✓ Maior produtividade de equipamentos
- ✓ Maior disponibilidade das máquinas

Muitos autores e pesquisadores tem estudado a aplicação dos diferentes tipos de manutenção preditiva nas indústrias, especialmente a análise de vibrações, que sem dúvida é a técnica preditiva mais conhecida.

Arnhold (1998) apresentou um estudo do comportamento estático e dinâmico de uma máquina de papel, diante do incremento da capacidade de produção, ou seja, do aumento das velocidades envolvidas. Para isso foram realizadas análises do circuito de aproximação, das *vibrações mecânicas*, dos sistemas de ventilação e de vácuo, além da inspeção mecânica em motores elétricos e acionamentos da máquina de papel. Como uma das ferramentas utilizadas, foram realizadas medições de vibrações com instrumentos de multi-canais (16 canais) em diferentes velocidades, além da investigação das frequências fundamentais dos principais componentes estruturais da máquina, através do ensaio do martelo. Isto permitiu o aumento da velocidade da máquina com sucesso.^[6]

Swanson (2001) apresenta os resultados de uma pesquisa com diversos gerentes de plantas industriais sobre as estratégias de manutenção adotadas e suas performances, onde foram caracterizados três tipos de estratégias: *reativa* (corretiva), *proativa* (preventiva e preditiva) e *agressiva*, que está focada na função e projeto do equipamento para garantir a confiabilidade operacional. A análise mostra que a manutenção reativa não oferece bons resultados, ao contrário da proativa e da agressiva.^[57]

Segundo Saranga e Knezevic (2001), a manutenção tem um maior impacto na confiabilidade e disponibilidade dos equipamentos industriais à medida que os sistemas tornam-se mais sofisticados e seus elementos mais interdependentes. É sabido que o uso apropriado de técnicas de gerenciamento de manutenção e monitoramento condicional podem aumentar a eficiência e aproveitamento das indústrias. A análise destes custos de manutenção tem mostrado que um reparo após a falha, normalmente custa várias vezes mais que o monitoramento condicional. Uma pesquisa extraída das maiores organizações industriais tem revelado que um investimento de US\$ 10.000 a US\$ 20.000 em monitoramento condicional, pode economizar até US\$ 500.000 em apenas um ano. Foi desenvolvido um modelo matemático para predizer a confiabilidade de sistemas de manutenção baseados na condição usando o conceito da *RCP (Relevant Condition Predictor)* e o modelo de Markov. Maiores detalhes podem ser vistos em Saranga e Knezevic (2001) e Lyonnet (1991) p.48.^[46,39]

Latino (2000), ressalta a importância da análise de vibrações como ferramenta indispensável para a manutenção, assim como os EPI's (Equipamentos de Proteção Individuais) para a vida (saúde) dos trabalhadores. "No início era novidade para todos, mas hoje não vivemos sem eles, nós nos acostumamos com os seus benefícios. Da mesma forma, as empresas já estão acostumadas com a análise de vibrações". Latino (2000), introduz o conceito do método de análise da causa raiz, como a ferramenta definitiva dos problemas de manutenção e evitar reincidência de falhas.^[35]

Swansen (2000) apresenta a aplicação com sucesso de monitoramento on-line em uma máquina de papel da empresa Gratkorn na Austrália. A produção média desta máquina é de 470.000 toneladas por ano, significando mais de US\$ 20.000,00 o custo de uma hora de produção. Neste caso, o monitoramento condicional on-line tem 92% de acerto de diagnóstico de falha. A máquina de papel possui 600 sensores instalados e, os parâmetros monitorados são: RMS de velocidade; espectro de frequência de velocidade, para detecção de defeitos como desalinhamento, desbalanceamento e folgas mecânicas; e medição de envelope de aceleração para detecção de defeitos de rolamentos.^[56]

2.2. Análise Financeira da Manutenção Preditiva em Indústrias de Papel

Kardec, Nasrif e Baroni (2002) destacam que a manutenção industrial caracteriza-se como um setor estratégico para a maioria das organizações industriais, especialmente para o setor de papel e celulose, onde o custo de manutenção representa em média 2,5% do faturamento bruto. A nível nacional, a manutenção responde por cerca de 4% do PIB e um a cada cinco trabalhadores do setor industrial brasileiro está envolvido em atividades de manutenção.^[31] Segundo Kimura (1997), o custo da manutenção industrial atinge 5% do faturamento bruto das empresas de papel e celulose no Japão.^[32]

O Brasil é o sétimo maior produtor mundial de celulose e o setor de papel e celulose é considerado estratégico para o desenvolvimento da indústria do país. O mercado internacional tem crescido em média 3,5% na última década. O preço médio da tonelada de celulose no ano de 2002 permaneceu estável em torno de US\$ 540,00. O preço médio da tonelada de papel depende do tipo de papel produzido e da qualidade do produto de cada empresa, variando de US\$ 700,00 a US\$ 1.500,00.^[29,30,40,62]

Em fábricas de processo contínuo e com grande volume de produção, tais como as empresas de grande porte do setor de papel e celulose, os equipamentos são projetados para operar continuamente por longas campanhas. As principais companhias possuem fábricas integradas de fabricação de papel e celulose, capazes de processar milhares de toneladas de celulose e papel por dia.

As máquinas de papel são críticas quanto à manutenção, pois qualquer falha de equipamentos provoca a parada imediata de toda a máquina e, normalmente, influenciando diretamente na capacidade de produção. Para exemplificar, cita-se a máquina de papel MP11 da Ripasa que produz cerca de 600 toneladas de papel por dia e atinge uma velocidade de até 1.350 m/min. Portanto, cada hora desta máquina fora de operação representa uma perda de faturamento de cerca de US\$ 25.000,00, considerando o preço da tonelada de papel a US\$ 1.000,00.

O custo inicial de implantação do programa de manutenção preditiva através da análise de vibrações pode ser elevado, no entanto o tempo de retorno do

investimento é bastante baixo. Pode-se citar a experiência da Cia. Suzano de Papel e Celulose na implantação do programa de manutenção preditiva na fábrica de Celulose. Pode-se constatar pela tabela II.1 que o investimento total pôde ser recuperado com a redução de menos três horas de parada. Fato este que aconteceu antes do fim do primeiro ano, após a implantação do programa de manutenção preditiva através da análise de vibrações.

Tabela II.1 – Exemplo de Análise de Investimento em Análise de Vibrações

Descrição	Números Estimados
Investimento em equipamentos	US\$ 40.000,00
Investimento em treinamentos	US\$ 8.000,00
Custo Mão-de-obra por ano	US\$ 20.000,00
Total de investimentos no primeiro ano	US\$ 68.000,00
Total de equipamentos monitorados	300 conjuntos (1200 mancais)
Capacidade de produção média	52,5 ton/h de celulose
Perda de faturamento por hora parada	US\$ 28.350,00

Nota: valores estimados fornecidos pela empresa

Lyonnet (1991)^[39] apresenta alguns índices para avaliação econômica do custo de manutenção.

$$\frac{CTM}{CTP} = \frac{\text{Custo Total de Manutenção}}{\text{Custo Total de Produção}} \quad (\text{eq. 2.01})$$

$$\frac{CTM}{ITE} = \frac{\text{Investimento Total em Equipamentos}}{\text{Custo Total de Manutenção}} \quad (\text{eq. 2.02})$$

Estes índices são utilizados para ajudar no processo de tomada de decisões, na comparação entre diferentes períodos e com outras empresas e, assim, buscar os melhores desempenhos; e principalmente para mostrar os resultados das políticas de manutenção e estabelecer metas futuras.

A figura 2.3 apresenta uma comparação entre o custo de manutenção e o custo de falhas e mostra o ponto ótimo desta relação onde o custo total é mínimo, conforme Lyonnet (1991).^[39]

Luce (1999) apresentou um estudo sobre a seleção do melhor método de

gerenciamento de manutenção, comparando os custos e a confiabilidade apresentada pelos métodos de manutenção preventiva condicional (ou preditiva) versus

manutenção corretiva.^[38]

Custo de manutenção corretiva (C_c)

$$C_c = \frac{MTBF}{I + P} \quad \text{(eq. 2.03)}$$

Custo de manutenção preventiva condicional (C_p)

$$\text{Sem parada} \quad C_p = \frac{MTBF}{I + S} \quad \text{(eq. 2.04)}$$

$$\text{Com parada} \quad C_p = \frac{MTBF}{I + S + P} \quad \text{(eq. 2.05)}$$

$$\text{Com risco de parada} \quad C_p = \frac{MTBF}{I + S + Esp(P)} \quad \text{(eq. 2.06)}$$

A relação entre o custo de manutenção corretiva e o custo de manutenção

preventiva condicional sem parada pode ser dada por:

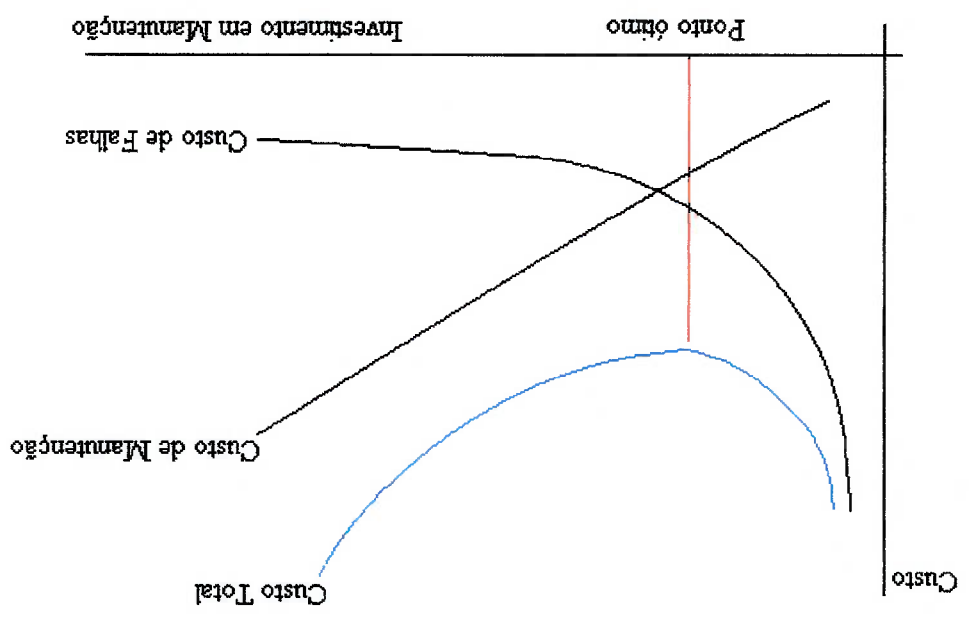


Figura 2.3 – Custo de Falhas e de Manutenção

$$\frac{C_p}{C_p} = \frac{I + S}{I + S} * \frac{MTBF}{I + P} = \frac{I + P}{I + S} = \frac{1 + \frac{P}{I}}{1 + \frac{S}{I}} \quad (\text{eq. 2.07})$$

Onde: C_p = custo de manutenção preventiva condicional

C_c = custo de manutenção corretiva

I = custo de intervenção de manutenção

S = custo médio de monitoramento condicional

P = custo de parada por manutenção

$Esp(P)$ = custo do risco de parada por manutenção

$MTBF$ = tempo médio entre falhas

Deste modo, pode-se avaliar qual é o tipo de manutenção mais econômico a ser adotado ou qual o valor máximo a ser investido em técnicas de monitoramento condicional que viabilize este tipo de manutenção.^[38] Para equipamentos críticos que implicam paradas de produção de fábricas de papel e celulose, pelo critério apresentado por Luce (1999) é evidente que a manutenção preventiva baseada na condição é a estratégia de manutenção mais vantajosa.

2.3. Conceitos Básicos de Análise de Vibrações

Vibração é um fenômeno dinâmico observado como um movimento oscilatório sobre uma posição de equilíbrio; é causada pela transferência ou estocagem de energia entre estruturas, resultante da ação de uma ou mais forças; é normalmente um produto do uso operacional de um equipamento e difícil de ser evitada.^[01,02,47,65]

Os sinais de vibração podem ser entendidos como uma composição de senóides com diferentes amplitudes, frequências e fases. A figura 2.4 mostra duas componentes de um sinal de vibração, pode-se observar duas senóides de mesma amplitude e frequência, porém defasados de 90°. A frequência do sinal pode ser calculada por:

$$f = \frac{1}{T} \quad \text{Onde } f = \text{frequência} \quad T = \text{período} \quad (\text{eq. 2.08})$$

A intensidade do sinal pode ser mensurada considerando: as partes positivas e negativas do sinal (pico-a-pico ou amplitude); apenas a parte positiva do sinal (pico); e a energia do sinal (RMS), que representa o valor quadrático médio do sinal. [47]

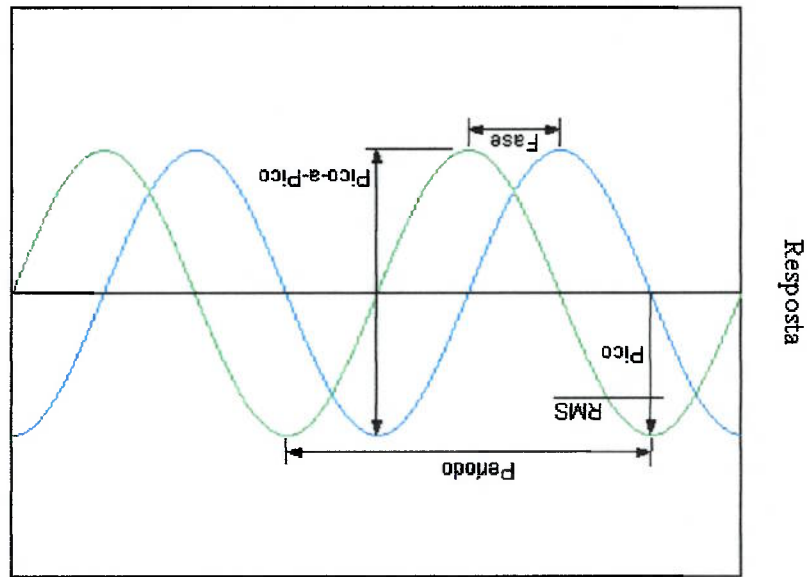


Figura 2.4 – Amplitude, Frequência e Fase

A figura 2.5 mostra graficamente um sinal no tempo composto por três senóides no domínio tempo com amplitudes e frequências diferentes.

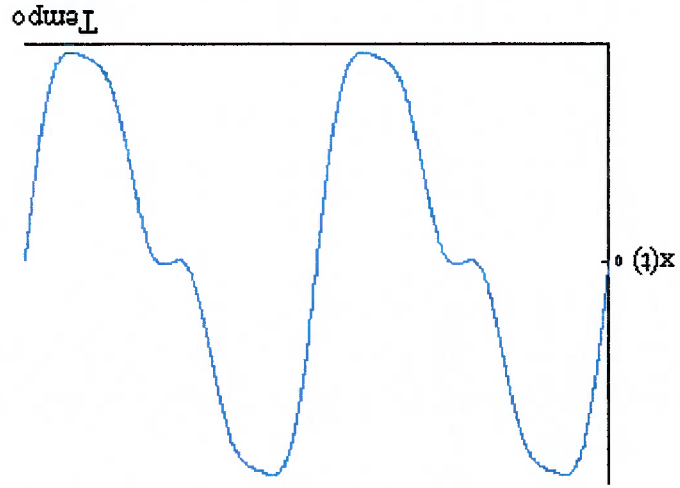


Figura 2.5 – Sinal no Tempo $x(t)$

Este sinal pode ser transportado para o domínio da frequência através da Transformada de Fourier (maiores detalhes estão relatados no capítulo 4), obtendo assim o espectro de frequência. A figura 2.6 representa os sinais no tempo e em frequência no mesmo gráfico.

Vale ressaltar que o tratamento para sinais determinísticos, ou seja, sinais que podem ser expressos através de equações matemáticas, como é o caso de sinais harmônicos, não é o mesmo para sinais aleatórios, que são a maioria dos sinais de vibração provenientes de equipamentos industriais. No entanto, os conceitos fundamentais são análogos e possibilitam mais fácil aprendizado e melhor visualização dos fenômenos físicos.^[10,44]

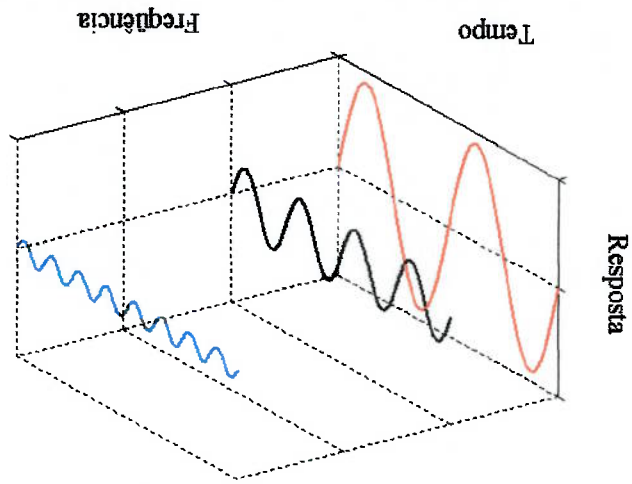


Figura 2.6 – Sinais no Tempo e em Frequência

Nos programas de manutenção preditiva com o uso de analisadores digitais, o sinal de aceleração pode ser integrado eletronicamente para se obter velocidade e deslocamento. A partir da medição de aceleração, se a fase do sinal for desconsiderada, então o nível de vibração em velocidade pode ser obtido por um fator proporcional à frequência, e o deslocamento por um fator proporcional ao quadrado da frequência.^[13]

Na prática, pode-se constatar que, para frequências mais baixas, velocidade e deslocamento apresentam melhores resultados, quando comparados com a resposta de aceleração. A figura 2.7 apresenta o comportamento da resposta em frequência de um sinal de aceleração comparado com velocidade e deslocamento, medido por um

acelerômetro típico utilizado no monitoramento condicional (SKF Reliability

Systems, 2002).^[55]

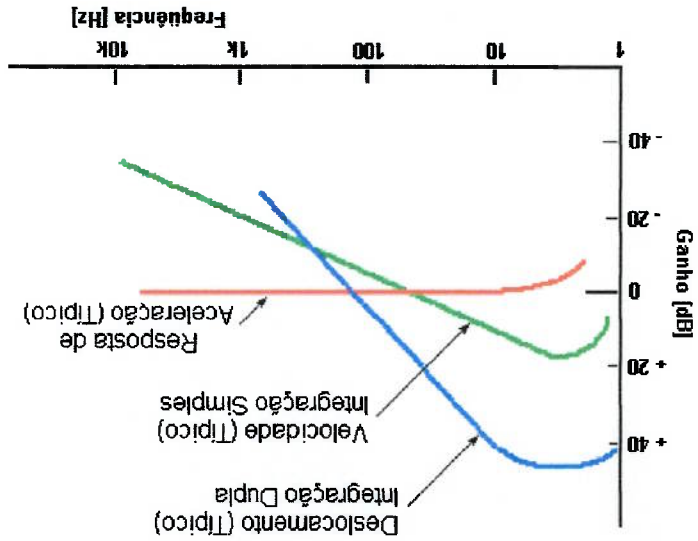


Figura 2.7 - Integração e Dupla Integração da Aceleração

Como apresentado por Serridge e Licht (1986) e Braun (1986) p.3, as medições de vibração podem ser realizadas basicamente por quatro motivos:^[47,10]

✓ *monitoramento condicional de máquinas e análise de falhas*

✓ teste de vibração em projetos de engenharia

✓ análise estrutural e identificação

✓ avaliação de salubridade em diversos ambientes

A manutenção preditiva através da análise de vibrações consiste basicamente em interpretar os sinais de vibração de aceleração, velocidade ou deslocamentos provenientes dos equipamentos, pois toda máquina apresenta um determinado nível de vibração, devido à operação e às excitações externas. Porém, uma parcela destas vibrações é causada por pequenos defeitos mecânicos ou excitações secundárias perturbadoras, que atuam na qualidade do desempenho da máquina. Qualquer acréscimo do nível de vibração da máquina é um primeiro sinal do agravamento de um defeito, por exemplos: defeito de rolamento, desbalanceamento, desalinhamento, folgas mecânicas, etc.^[01,02,47,65]

Segundo Ripper Neto (2002), as fontes de vibração em equipamentos industriais são decorrentes de:^[45]

✓ Falhas de projeto (exemplos: ressonância)

- ✓ Falhas de fabricação (exemplos: ajustes, folgas e imprecisão de perfis de dentes de engrenagens)
- ✓ Falhas de Montagem (exemplos: falta de rigidez e desalinhamento)
- ✓ Operação e Desgaste (exemplos: cavitação, desgaste por atrito e corrosão)

Cada máquina apresenta uma forma característica de vibração, em aspecto e nível. Porém, máquinas do mesmo tipo apresentam variações no comportamento dinâmico, devido aos diferentes defeitos que podem apresentar cada equipamento, em função da fabricação, instalação e operação. [01,02,45,47,65]

Cada elemento de máquina induz uma excitação própria gerando formas específicas de vibração. O comportamento dinâmico da máquina é uma composição das perturbações de todos os componentes, defeitos e das excitações oriundas do serviço. Então, uma criteriosa análise de vibrações poderá indicar as principais causas de excitação da máquina. Assim são formados os diagnósticos que constituem a base da Manutenção Preditiva. A vibração é considerada por muitos, como um dos melhores indicadores da condição do equipamento e é atualmente a ferramenta mais utilizada nos programas de manutenção preditiva das indústrias. [01,02,47,65]

Os sistemas de manutenção preditiva através da análise de vibrações consistem basicamente nas etapas de detecção e análise de vibrações, permitindo um diagnóstico de falhas, que serve de referência para a decisão de manutenção. A figura 2.8 ilustra a sistemática de manutenção preditiva através da análise de vibrações empregada na maioria das indústrias.

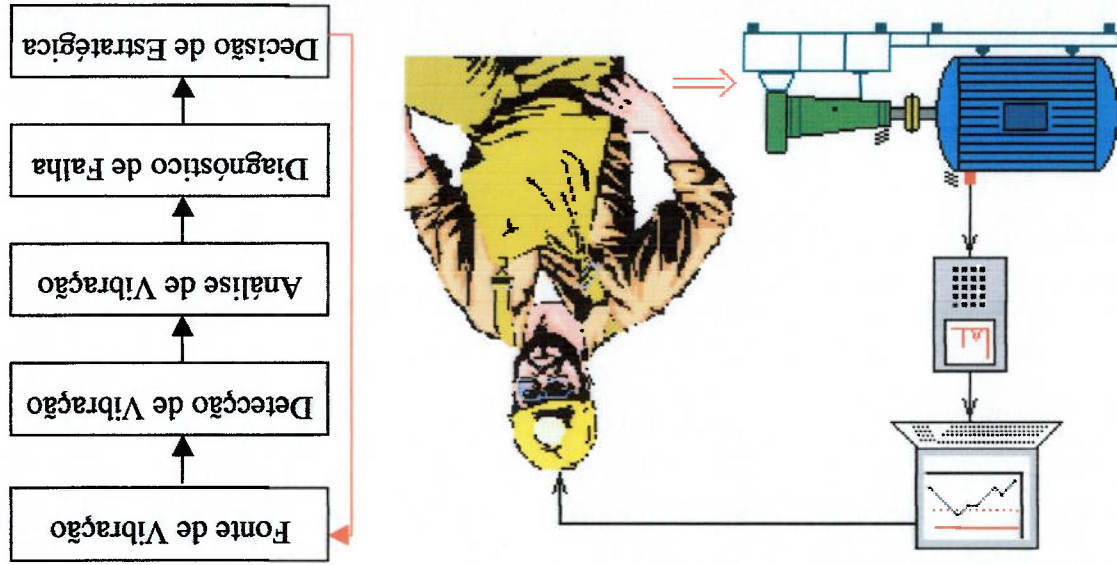


Figura 2.8 – Processo Prático de Medição e Análise de Vibrações

2.4. Implantação de um Plano de Manutenção Preditiva

Na implantação de um programa de manutenção preditiva através da análise de vibrações deve-se atentar para algumas etapas importantes, para garantir a credibilidade e o sucesso do programa, visto que implica na mudança da cultura de manutenção. Almeida e Göz (2000) e Wovk (1991) p.291-301 descrevem as recomendações para a elaboração de um programa de monitoramento condicional de vibração em equipamentos industriais.^[02,65]

1º Passo - Determinar os objetivos e abrangência do programa

Definir os limites e os resultados esperados, bem como o investimento destinado. Geralmente esta etapa necessita da participação ativa do gestor de manutenção para atribuir força e importância ao programa.

2º Passo - Selecionar e treinar a equipe de implantação e de trabalho

Deve-se preferencialmente selecionar pessoas com formação técnica e com certa experiência em manutenção industrial. A equipe deverá contar com o apoio de engenharia de manutenção ou consultoria especializada.

3º Passo - Selecionar equipamentos que devem ser monitorados

Deve ser considerado a criticidade do equipamento para o processo produtivo e a complexidade de manutenção de cada máquina. Via de regra, equipamentos que não podem parar sem interrupção do processo produtivo são os mais indicados. Esta etapa deverá contar com o apoio da equipe de operação/produção. Recomenda-se classificar os equipamentos em três categorias de acordo com sua criticidade. Muitas empresas utilizam a seguinte classificação:

- ✓ Equipamentos “A” – provocam interferência imediata na produção, meio-ambiente ou compromete a segurança industrial.
- ✓ Equipamentos “B” – provocam interferência parcial (não imediata) na produção, meio-ambiente ou compromete a segurança industrial.
- ✓ Equipamentos “C” – não provocam interferência na produção, meio-ambiente e não comprometem a segurança industrial.

componentes de desgaste de cada máquina. Todos os documentos, desenhos, As informações devem retratar fielmente a forma construída e os

5º Passo - Levantar dados técnicos de todos os equipamentos

fase; e 01 acelerômetro com cabo reserva. vibrção; 01 microcomputador; 01 lâmpada estroboscópica ou sensor referência de necessários no mínimo os seguintes instrumentos: 01 conjunto coletor e analisador de ou 300 equipamentos tais como bombas, ventiladores e compressores industriais são A prática mostra que para realizar o monitoramento de cerca de 1200 mancais industriais que fazem parte deste estudo.

de mercado de equipamentos para monitoramento de vibrção, inclusive nas compactos. Nas indústrias do setor de papel e celulose do Brasil a SKF tem domínio custo, maior capacidade de medição e memória, maior resistência física e mais disponível para um número maior de usuários, buscando equipamentos de menor fabricantes com intuito de aprimorar os recursos atuais, para tornar a tecnologia como baterias, sensores e cabos. Muitas pesquisas têm sido desenvolvidas pelos especialistas em equipamentos para aplicações específicas ou fornecem acessórios industriais: SKF, Emerson CSI e Bruel & Kjaer, além de outras empresas que são vibrações, entre os quais pode-se citar aqueles possuem maior atuação nas Existem diversos fabricantes de equipamentos de medição e análise de

- ✓ Praticidade.
- ✓ Alta resistência em ambientes agressivos (umidade, choque, etc); e
- ✓ Facilidade e agilidade na interpretação de resultados;
- ✓ Alta produtividade, ou seja, maior número de medições no menor tempo;

programa de manutenção preditiva em uma indústria:

além das variáveis de medição de vibrações, outras necessidades impostas pelo com softwares dedicados. Para a seleção dos equipamentos devem ser consideradas, avançados coletores e analisadores de dados que operam vinculados a computadores um simples instrumento para medição apenas do nível global de vibração até tecnologia disponível para diversos programas de monitoramento de vibração, desde esperados, a equipe deve munir-se de instrumentos adequados. Hoje em dia, existe De acordo com os equipamentos a serem monitorados e os objetivos

4º Passo - Selecionar e adquirir os instrumentos de medição e análise

componentes e as características operacionais devem ser conhecidos e estar a disposição para a consulta quando necessário. Algumas informações são indispensáveis, tais como: rotação, tipo de rolamentos, números de pás dos rotores, número de dentes de engrenagem, tipo de lubrificante, etc.

6º Passo - Estabelecer pontos de medição

Deve-se observar as direções que podem manifestar vibrações relevantes para análise e o local de coleta do sinal, geralmente, mais próximo possível do elemento de desgaste e em local rígido. Todos os mancais devem ser monitorados pelo menos em três direções distintas: vertical, horizontal e axial. Recomenda-se identificar os locais exatos de medição, a fim de minimizar os possíveis erros devido à coleta inadequada. A figura 2.9 apresenta um exemplo de como podem ser identificados os pontos de medição em um conjunto moto-bomba.

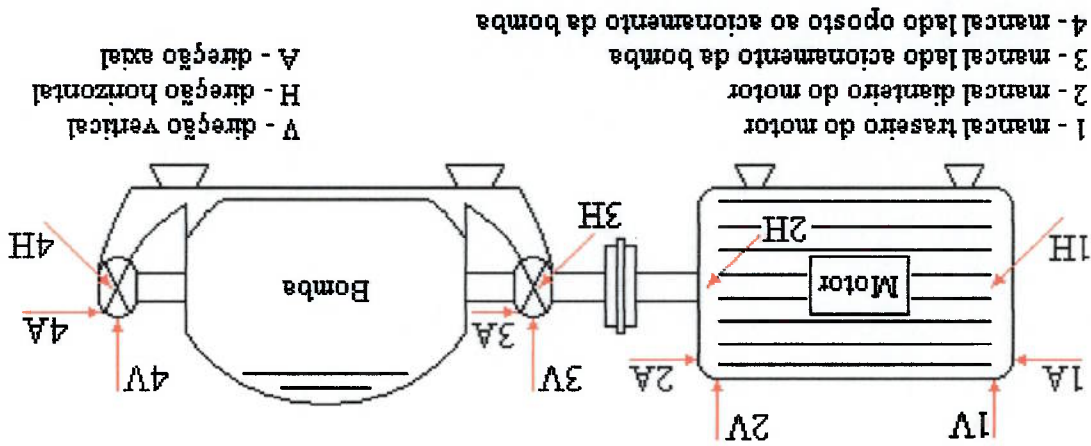


Figura 2.9 – Pontos de Medição em um Conjunto Moto-bomba

7º Passo - Selecionar os intervalos de medição de vibração

Deve-se observar a criticidade das máquinas e disponibilidade de recursos para a monitoração (mão-de-obra, instrumentos, etc). É comumente adotado intervalo inicial de 30 dias nas indústrias de papel. Algumas empresas do setor também utilizam 15 dias para criticidade “A”, 45 dias para criticidade “B” e não monitoram equipamentos de criticidade “C”. Vale ressaltar que é fundamental o cumprimento das periodicidades de medição e análise para assegurar a confiabilidade de programa de manutenção e ter intervalos regulares, que facilita a análise da tendência dos níveis de vibrações.

8º Passo - Determinar os limites de vibrações para cada equipamento

Deve-se observar a recomendação do fabricante de cada máquina e, como valores iniciais, pode-se adotar valores recomendados pelas normas técnicas vigentes. Posteriormente, estes valores devem ser ajustados a medida que se conhece o comportamento dinâmico de cada equipamento. Maiores detalhes sobre o nível de severidade podem mais adiante no item 2.5.

9º Passo - Realizar a medição inicial

Esta primeira medição caracteriza-se como a "medição de referência". Deve ser realizada, preferencialmente, com o equipamento em bom estado.

10º Passo - Elaborar os relatórios de acompanhamento e avaliação

Deve conter as informações técnicas e gerenciais relevantes aos equipamentos monitorados.

2.5. Normas Técnicas para Severidade de Vibração

Determinar os níveis de severidade de vibração de cada equipamento não é uma tarefa simples, pois cada máquina apresenta uma forma construtiva e características produtivas particulares. O comportamento dinâmico de um equipamento depende de muitos fatores: tipo de projeto; qualidade na fabricação e montagem; condições operacionais; condições mecânicas atuais, etc.

Da necessidade da avaliação da condição dos equipamentos a partir dos níveis de vibração, vários pesquisadores dedicaram muitos esforços para estabelecerem critérios de severidade válidos, que atendam a grande diversidade de máquinas.

É lógico afirmar que qualquer aumento do nível de vibrações durante o funcionamento da máquina representa o crescimento de um determinado defeito. Este é o princípio básico das técnicas de manutenção que usam análise de vibrações.

Um método muito simples e bastante utilizado para o controle da presença e crescimento de algum defeito em equipamentos mecânicos é a medida do nível global de vibração, ou seja, RMS ou também chamado de valor eficaz (V_{ef}), que serão tratados em detalhe mais adiante no item 4.1.1.^[02,43,58] A sua grande vantagem é que pode ser executado por pessoal sem especialização. Os instrumentos de medição são simples e de leitura direta.

Segundo Almeida e Góz (2000) e Silva (1998), em 1939 T. C. Rathbone publicou na revista *Power Plant Engineering*, uma carta de severidade para avaliar frequências até cerca de 100.000 rpm, um dos primeiros trabalhos sobre avaliação do nível de severidade de vibração^[02,51] (ver figura 2.10).

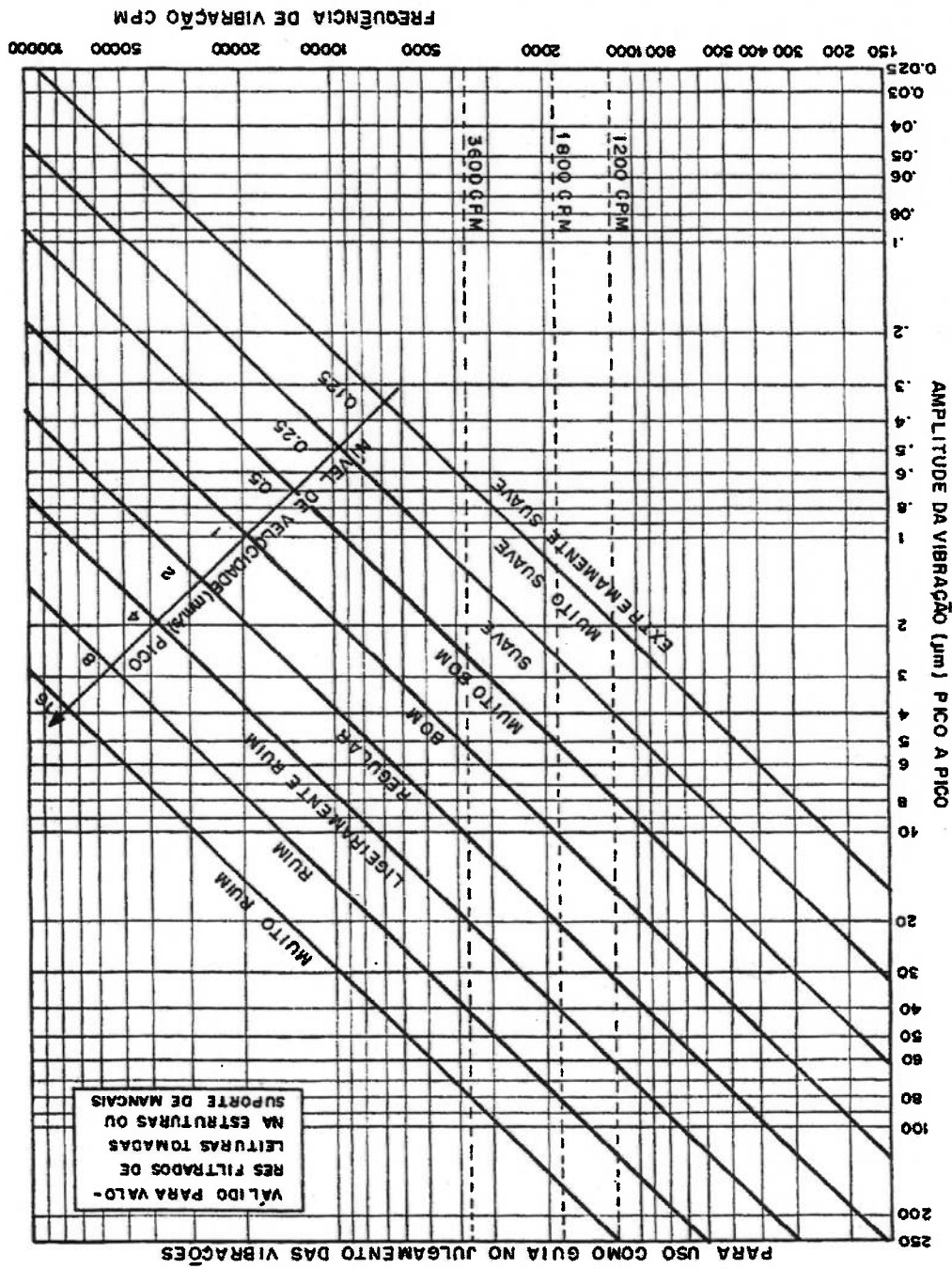
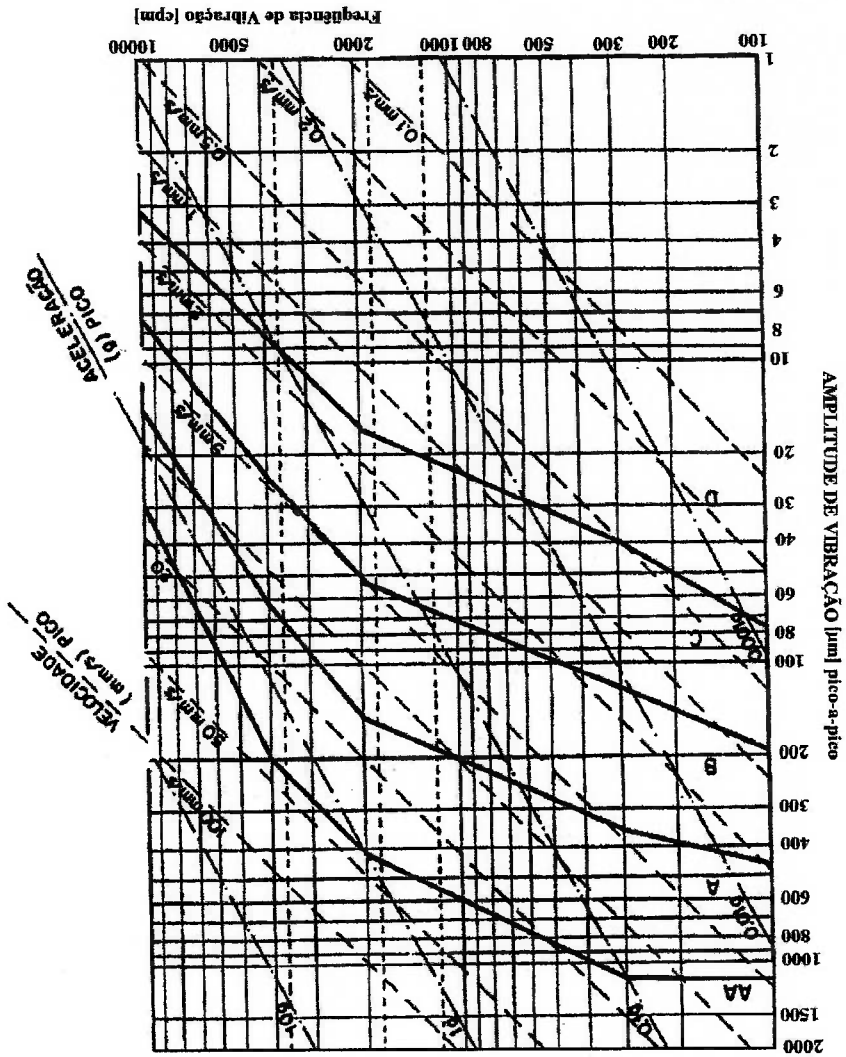


Figura 2.10 – Carta de Severidade de Rathbone

“Em 1964 Mitchel Blake da Monsanto Chemical Company, publicou na revista *Hydrocarbon Processing and Petroleum Refinery* a sua carta de severidade, trazia o conceito de vibração efetiva, o valor de vibração medido (de 100 a 10000 rpm), multiplicado pelo fator de serviço a ser definido pela categoria da máquina” [02]

(ver figura 2.11).



Explicação de Classes:
 AA - perigosos, parada imediata para evitar acidentes
 A - falha próxima, corrigir em 2 dias para evitar parada
 B - com defeito, corrigir em 10 dias para evitar danos maiores
 C - pequenos problemas, correção evitara custos
 D - sem defeito

Fatores de Serviço:

- 1 Bomba 1 estágio, motor elétrico, ventilador
- 1 Equipamento típico de processo, não crítico
- 1.6 Turbina, gerador, compressor centrífugo
- 2 Eixo rígido de centrífuga, bomba multi-estágios
- 2 Equipamentos diversos - características desconhecidas
- 0.5 Centrífuga eixo suspenso, próximo manual
- 0.5 Centrífuga suspensa

Figura 2.11 – Carta de Severidade de Blake

Baseado na experiência, as vibrações com o mesmo valor de RMS de velocidade, no intervalo de frequência de 10 a 1000 Hz, é geralmente considerada de mesma severidade. A norma ISO 2372 foi bastante utilizada pelas indústrias nos programas de manutenção preditiva até a data de sua revisão que originou as normas ISO 10816-1, ISO 10816-2, ISO 10816-3, ISO 10816-4, ISO 10816-5 e 10816-6. A figura 2.12 apresenta a tabela contida na norma ISO 10816-1, referente aos níveis de severidade para medições de vibração RMS de velocidade de 10 a 1000 Hz.^[02,25,51]

RMS [mm/s]	Classe I	Classe II	Classe III	Classe IV
0.28	A	A	A	A
0.45	A	A	A	A
0.71	A	A	A	A
1.12	B	B	B	A
1.8	B	B	B	A
2.8	C	B	B	A
4.5	C	C	B	A
7.1	D	C	C	B
11.2	D	D	C	C
18	D	D	D	C
28	D	D	D	D
45	D	D	D	D

Classe I Máquinas pequenas até 15 kW
 Classe II Máquinas médias de 15 a 75 kW sem fundações especiais e até 300 kW com fundações especiais rígidas
 Classe III Máquinas grandes montadas sobre fundações rígidas
 Classe IV Máquinas especiais de grande porte montadas sobre fundações amortecidas (por exemplo: turbogeradores)

Crítérios A - Bom B - Permissível C - Tolerável D - Ruim

Figura 2.12 – Carta de Severidade de Vibração ISO 10816-1

A tabela II.2 reúne as principais normas de severidade de vibrações reconhecidas e utilizadas nas indústrias nos trabalhos de manutenção preditiva através da análise de vibrações e, também, como critério de avaliação e aceitação de máquinas e equipamentos.^[02,07,25,51]

A utilização de um único número para detectar e mensurar o nível de vibração para o diagnóstico de falhas é extremamente vantajoso, ser simples e de fácil interpretação, porém pode não ser eficiente para o diagnóstico dos diversos tipos de defeito seja investigado.

A variação percentual do nível de vibração RMS comparado com as medições anteriores também é um fator a ser considerado como parâmetro de análise na manutenção preditiva. No entanto, deve-se observar o comportamento de cada máquina para ajustar os níveis aceitáveis e não aceitáveis de variação. Um valor prático adotado como referência é acima de 30% de variação, para que o indicio de

Nos programas de manutenção preditiva através da análise de vibrações, a análise primária da condição do equipamento é feita através da comparação dos parâmetros escalares, especialmente RMS, das diversas medições realizadas em diferentes datas, que é conhecido como a curva de tendência do nível de vibração. A partir da avaliação de um parâmetro escalar é que geralmente os analistas buscam maiores detalhes para o diagnóstico efetivo e correto do problema. A figura 2.13 apresenta um exemplo de curva de tendência RMS de velocidade extraído de um banco de dados real, com a utilização do software SKF Prisma[®] [52]

<i>Norma</i>	<i>Origem</i>	<i>Descrição</i>
NBR 10082	Brasil	Vibrações mecânicas de máquinas com velocidade de operação de 600 a 12000 rpm. Bases para a especificação e padrão de avaliação
VDI 2056: 1964	Alemanha	Crítérios de avaliação para vibrações mecânicas de máquinas
BS 4675: 1976	Inglaterra	<i>Mechanical vibration in rotating and reciprocating machines, Part 1: Basis for specifying evaluation standard for rotating machines with operating speeds from 10-200 revs/sec.</i>
ISO 10816-1:	Internacional	<i>Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts – Part 1: General guidelines</i>
ISO 10816-3:	Internacional	<i>Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts – Part 3: Industrial machines with nominal power above 15 kW and nominal speeds between 120 r/min and 15 000 r/min when measured in situ</i>

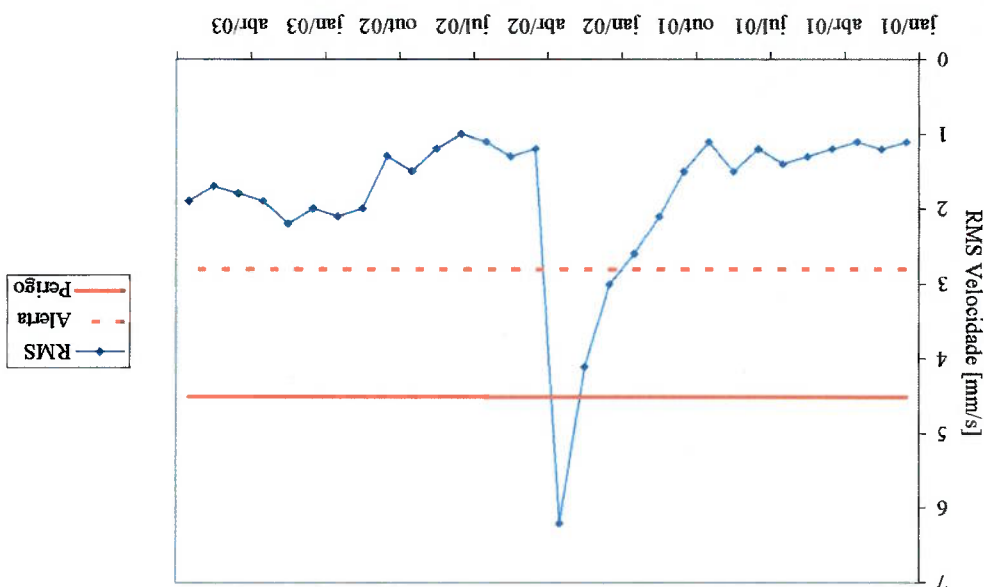
Tabela II.2 – Principais Normas Técnicas para Severidade de Vibração

Os fabricantes de equipamentos fornecem padrões de níveis de vibração para os parâmetros medidos por seus aparelhos, dentre eles pode-se citar a carta de níveis de vibração por bandas de frequência em um espectro de vibração.

O método de análise por bandas de frequência é considerado pelos especialistas e técnicos de manutenção preditiva como a maneira mais ampla de detectar problemas potencialmente sérios em máquinas, que pode detectar até 100 % dos defeitos. Isto é conseguido quando tais bandas são especificadas de forma apropriada e com níveis de alerta adequados. A figura 2.14 mostra um exemplo de

de envelope. severidade por bandas no espectro de frequência e níveis de severidade do espectro estes parâmetros de análise de vibrações, tais como determinação de níveis de podem ser vistos no capítulo 4). Deste modo, surgiram padrões de severidade para dentre os quais o espectro em frequência e a técnica de envelope (maiores detalhes intensidade e tipo de defeito, por isso foram desenvolvidos os parâmetros espectrais, Em muitos casos os parâmetros escalares não são eficazes na determinação da

Figura 2.13 – Exemplo de Tendência no Nível de Vibração



outros. como o Fator de Crista, o RMS do sinal de envelope, Kurtosis, Skewness entre também podem ser usados para avaliar o nível de severidade de equipamentos, tais defeitos encontrados em equipamentos industriais. Outros parâmetros escalares

severidade para a medição de RMS do espectro de envelope sugerida pela SKF (ver

figura 2.15) [53]

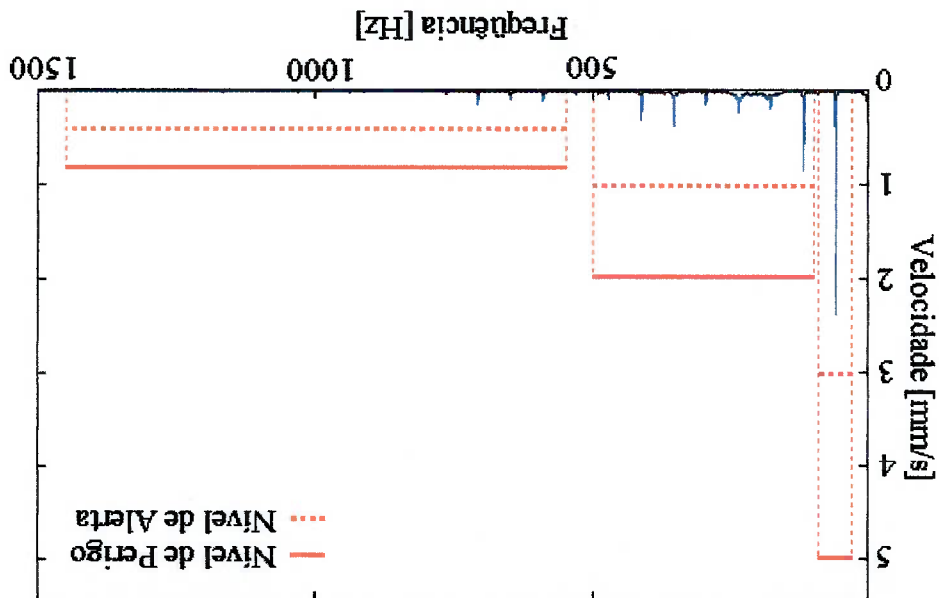


Figura 2.14 – Alarmes por Bandas de Frequências

Severidade de Vibração		Diâmetro de Eixo / Rotação	
500 Hz	1000 Hz	20 a 150 mm	1800 a 3600 rpm
0.075	0.1	Bom	Bom
0.35	0.5	Bom	Bom
0.55	0.75	Permissível	Permissível
1.5	2	Tolerável (Alerta)	Tolerável (Alerta)
3.5	4	Inaceitável (Perigo)	Inaceitável (Perigo)
7.5	10	Tolerável (Alerta)	Inaceitável (Perigo)
		Inaceitável (Perigo)	Inaceitável (Perigo)

Figura 2.15 - Carta de Severidade de RMS do Espectro de Envelope da SKF

3. CONDICIONAMENTO E PROCESSAMENTO DE SINAIS

A necessidade de tratamento do sinal de vibração é devida ao fato que, de um modo geral, a vibração medida em máquinas raramente é uma simples senóide. Além disso, em geral o sinal vem poluído de ruído, oriundo do próprio processo de medição, interferência eletromagnética e vibração de fundo, de fontes adjacentes na própria máquina ou em equipamentos vizinhos. Acresce a esse ruído as distorções devidas à propagação da vibração pela estrutura da máquina, da fonte até o ponto de medição.^[02,45]

Na grande maioria das aplicações utilizam-se computadores ou analisadores digitais. O avanço da informática contribuiu muito para o desenvolvimento das técnicas de processamento de sinais e para o aprimoramento dos equipamentos e instrumentos usados nos programas de manutenção preditiva através da análise de vibrações nas indústrias.^[02,42,45]

A figura 3.1 apresenta os processos de aquisição e condicionamento de sinais de vibração, para que o sinal possa ser processado de forma a representar o fenômeno físico (vibração) com o mínimo de distorções, tanto no domínio do tempo como da frequência.^[42]

As etapas são:

- ✓ Coleta do sinal junto à fonte de vibração
- ✓ Pré-amplificação do sinal
- ✓ Amplificação do sinal
- ✓ Filtragem do sinal
- ✓ Conversão do Sinal (analógica/digital)
- ✓ Amostragem do Sinal Digital no Tempo

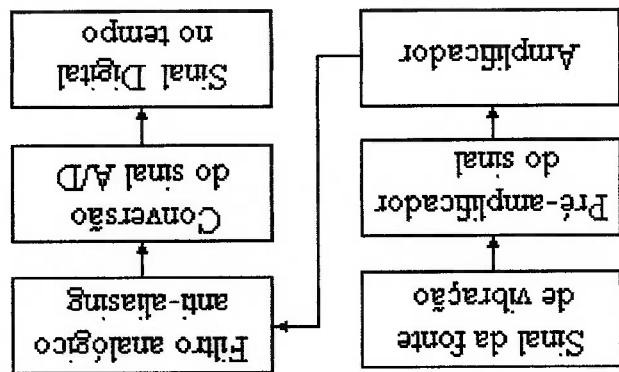


Figura 3.1 – Etapas de Aquisição e Condicionamento de Sinais de Vibração

3.1. Transdutores de Sinais

Transdutores de vibração são instrumentos capazes de converter a energia de vibração em um sinal elétrico, obedecendo a uma proporcionalidade que permite avaliar o fenômeno físico gerador da vibração pela a intensidade, frequência e fase do sinal elétrico.^[65] Os transdutores são desenvolvidos para atender aplicações específicas e possuem características e limitações inerentes da aplicação e forma construtiva. Uma das características principais dos transdutores de vibrações é a sensibilidade.

Sensores de vibração normalmente usados em monitoração de máquinas podem ser classificados em sensores relativos e sensores absolutos. Sensores relativos fornecem um sinal elétrico proporcional à vibração relativa entre duas partes da máquina. Um exemplo é o medidor de deslocamento radial entre um conjunto rotativo e a parte estacionária de seu mancal, exemplos característicos são os sensores de proximidade instalados nos mancais deslizando de turbogeradores e compressores. Sensores absolutos fornecem um sinal elétrico relacionado com a vibração do local da máquina, onde o sensor está instalado em relação a um referencial inercial.^[02,45,47]

A figura 3.2 mostra modelos típicos de sensores absolutos (neste caso acelerômetros piezoelétricos) usados na monitoração de vibração de máquinas e equipamentos industriais.^[54]

faixa de resposta em amplitude e em frequência. vibrações em máquinas. São sensores absolutos, compactos, com ampla

Acelerômetros piezoelétricos são os sensores mais usados em monitoração de utilizado nos programas de manutenção preditiva das indústrias consultadas. internacionais, esta geralmente associada à velocidade. Este tipo de sensor não é baixa e média frequência. Além disso, a severidade de vibração, conforme normas Sensores de velocidade têm a vantagem de dar igual ênfase a vibrações de

relação a um referencial inercial.^[02,45,47,65] rotor, uma vez que a modelagem é feita em termos de coordenadas absolutas em os valores de deslocamentos medidos com resultados de modelagem dinâmica do rotativa do mancal apresenta um nível de vibração importante e se deseja comparar de vantagem do sensor de deslocamento relativo fica evidente quando a parte não de deslizamento, cujo parâmetro crítico é a folga entre o eixo e a sede do mancal. A sensor relativo não constitui um problema em se tratando da monitoração de mancais de calibrção; e permite medir oscilações de baixa frequência. O fato de ser um desgaste; a capacidade de medir deslocamentos estáticos, o que simplifica a técnica sensores para essa aplicação são: a operação sem contato, portanto isento de deslocamento relativo de eixos em mancais de deslizamento. As vantagens destes até cerca de 1000 Hz. Estes são especialmente indicados para monitoração do Sensores de deslocamento são indicados para vibrações de baixa frequência

Figura 3.2 – Modelos de Acelerômetros Comumente Usados na Indústria



A tabela III.1 apresenta uma comparação entre os sensores de vibração mais utilizados para monitoramento de máquinas industriais, maiores detalhes podem ser obtido em Ripper Neto (2002) e Wolk (1991) p.72.^[45,65]

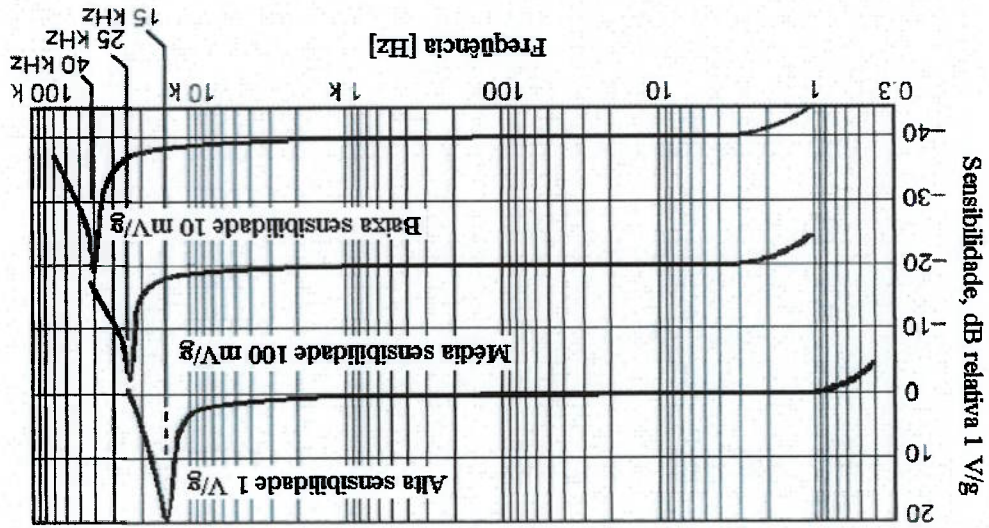
Tabela III.1 – Sensores Mais Utilizados para Monitoramento de Máquinas

Sensor	Sensor de Proximidade	Acelerômetro
Medida	Deslocamento	Aceleração
Faixa de Frequência	0-1000 Hz	3 – 10 KHz
Sensibilidade	5 V/mm	100 mV/g
Custo	Médio	Alto
Aplicações	Movimento relativo de eixo em mancais de deslizamento	Vibração de mancais de rolamentos e equipamentos em geral
Vantagens	<ul style="list-style-type: none"> • Pequeno e leve • Calibração simples • Deslocamento estático e dinâmico • Sem contato • Vida longa 	<ul style="list-style-type: none"> • Pequeno • Leve • Faixa frequência ampla • Uso fácil • Robusto • Vida longa
Desvantagens	<ul style="list-style-type: none"> • Requer fonte alimentação • Sensibilidade relativa • Sensível à heterogeneidade do material do eixo • Dificuldade de montagem 	<ul style="list-style-type: none"> • Requer fonte alimentação • Temperatura <120°C • Sensível à interferência eletrostática • Enfatiza altas frequências em detrimento das baixas

A figura 3.3 mostra uma comparação entre a resposta dinâmica dos transdutores de aceleração, velocidade e deslocamento comumente usados para a manutenção preditiva, conforme Wolk (1991) p.71.^[65]

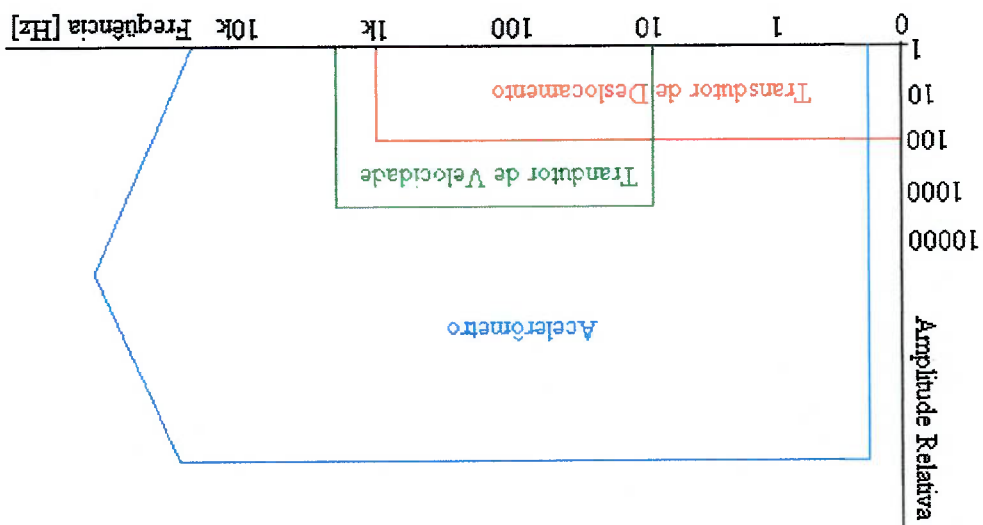
Acelerômetros piezoelétricos comuns podem tolerar temperaturas de até 120 °C, porém acelerômetros especiais podem operar até a 400 °C. Altas temperaturas

Figura 3.4 – Curvas de Sensibilidade de Acelerômetros Piezoelétricos



A resposta do acelerômetro piezoelétrico a baixas frequências depende da constante dielétrica do cristal ou cerâmica piezoelétrica e, principalmente, da frequência de corte da cadeia de medição. A figura 3.4 apresenta curvas de sensibilidade de resposta em frequência de acelerômetros piezoelétricos. Observa-se que a faixa de linear de sensibilidade encontra-se entre 3 Hz a 10 kHz para os sensores de média sensibilidade.^[34]

Figura 3.3 – Resposta Dinâmica de Transdutores Convencionais de Vibração

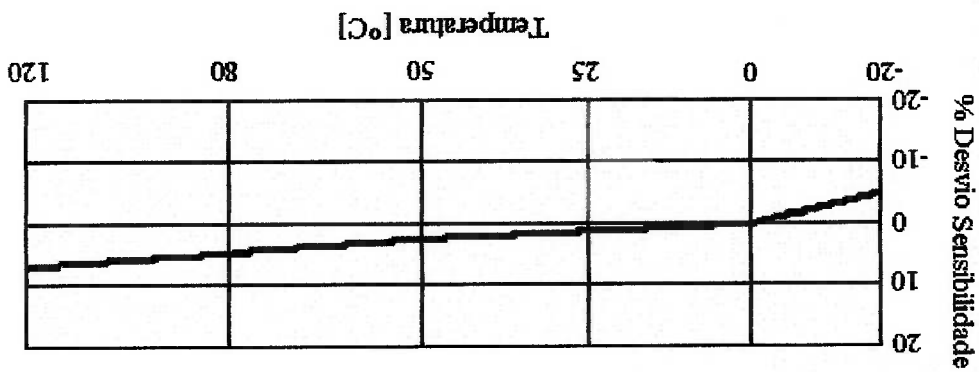


Na manutenção preditiva a coleta dos sinais de vibração é uma etapa fundamental para obtenção de um diagnóstico confiável. O ponto de coleta deve ser condizente com a análise a ser realizada, para que os sinais de vibração tenham representatividade dos componentes, cujos defeitos devem ser diagnosticados. Existem diversos fatores que podem influenciar nas medições de vibração, sejam de origem ambiental ou mecânica, e devem ser observados e controlados durante a coleta dos sinais, tais como:

3.2. Coleta de Sinais

Existem acelerômetros absolutos que respondem a acelerações de frequência zero (aceleração constante), são os piezoresistivos e os servoaçelômetros, porém são sensores mais frágeis, de custos elevados, concebidos para outras aplicações tais como navegação inercial, não sendo usados normalmente em monitoração de máquinas. Extensômetros resistentes ou "strain gages" não são normalmente usados na monitoração corretiva de máquinas, mas são de grande valia para diagnóstico de falhas, afeição de modelagem e detecção de deformação específica dinâmica em locais sujeitos a trincas de fadiga. Maiores detalhes podem ser vistos em Dally (1993) e Ripper Neto (2002).^[16,45]

Figura 3.5 – Resposta a Temperatura Típica de um Acelerômetro



provocam a despolarização dos piezoelétricos cerâmicos, causando erros permanentes na sensibilidade. Temperaturas muito elevadas provocam a destruição do elemento piezoelétrico. A figura 3.5 apresenta a curva de resposta de sensibilidade a temperatura de um acelerômetro piezoelétrico.^[54]

✓ Ruído de cabos: os cabos possuem revestimentos isolantes para minimizar

estes efeitos, mas deve-se observar cuidadosamente a condigão dos cabos e

conexões.

✓ Ruído acústico: os níveis de ruído acústico presente nas máquinas não são
suficientes para causar erros significativos nas medições de vibrações.

✓ Unidade: muitos acelerômetros são selados com cola epóxi ou solda. Os

cabos e terminais também têm proteção superficial normalmente de borracha,

silicone ou teflon.

✓ Força na base: quando um transdutor (acelerômetro) é montado de maneira a

provocar uma deformação dinâmica, um falso sinal será geralmente criado e

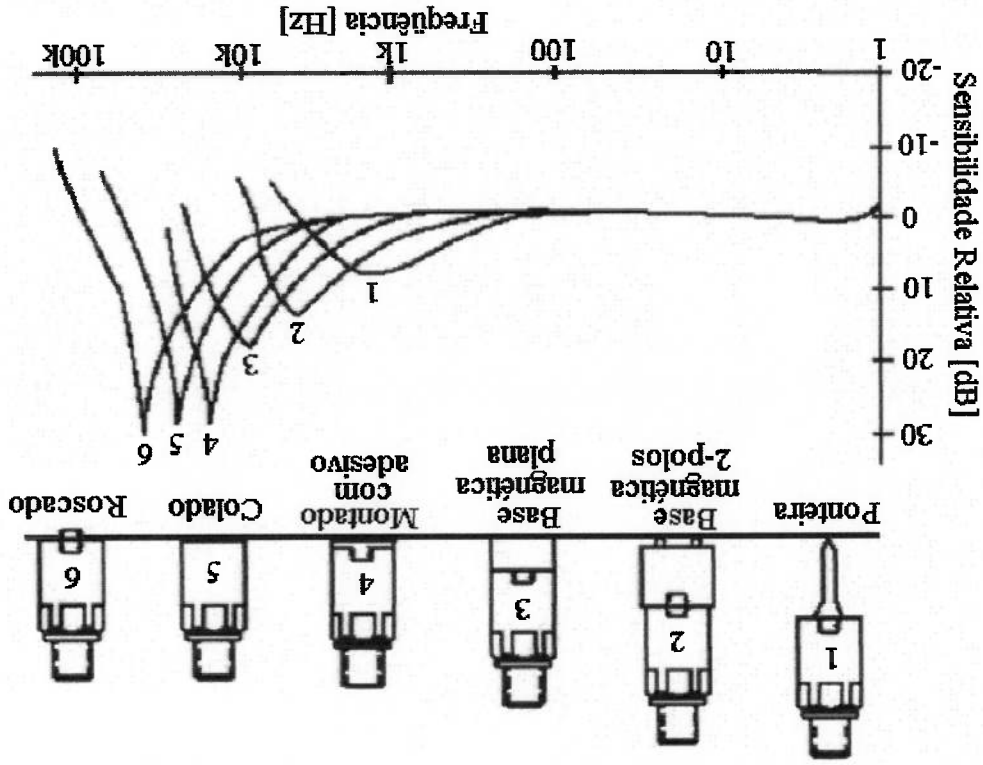
transmitido. Este fato é minimizado com uma boa fixação do acelerômetro a

superfície de contato a ser medida. A figura 3.6 mostra as diversas maneiras

de fixação de um acelerômetro e as curvas de linearidade de cada tipo de

fixação. Pode-se constatar que, quanto melhor o modo de fixação, maior é a

faixa linear de sensibilidade do acelerômetro.^[54,65]



Talvez a maior limitação de um acelerômetro piezoelétrico seja a saída de alta impedância do transdutor que obriga o uso de cabo especial entre este e o amplificador de carga. O uso de cabo inadequado ou de comprimento excessivo resulta sinais espúrios que mascaram totalmente o sinal gerado no sensor. Existem atualmente acelerômetros denominados ICP (integrating circuit piezoelectric) que

Por tal motivo, são utilizados circuitos eletrônicos que amplificam o sinal recebido. não fornece energia suficiente para movimentar a agulha de um voltímetro comum. baixa intensidade, por se tratar de dispositivo de alta impedância. Um acelerômetro Os transdutores piezoelétricos fornecem um sinal elétrico de corrente de instrumento de medição.

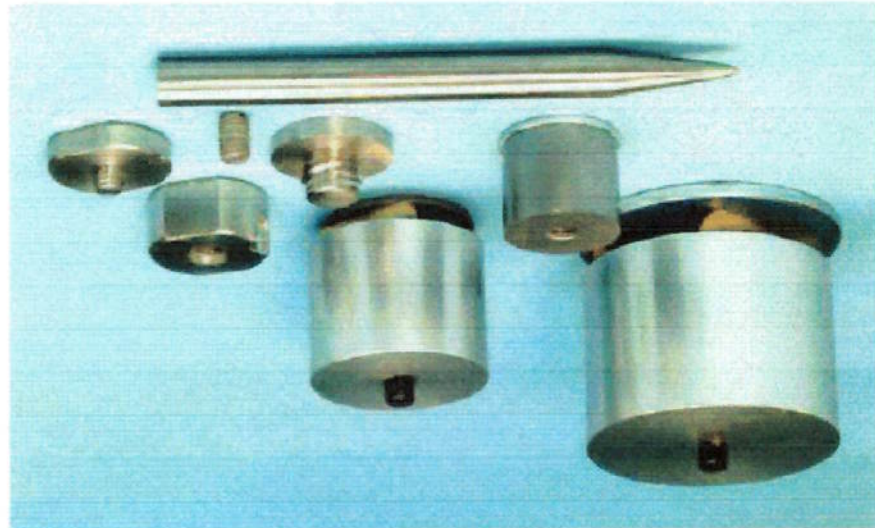
- ✓ Ajustar o sinal de saída do transdutor à sensibilidade de entrada do sinais de vibração
- ✓ Minimizar ruídos indesejáveis inerentes do processo de aquisição de

basicamente por dois motivos:

Amplificadores são essenciais no processo de condicionamento de sinais

3.3. Amplificadores de Sinais

Figura 3.7 – Componentes mais Utilizados para a Fixação de Sensores



A figura 3.7 mostra alguns modelos de componentes utilizados na fixação dos sensores na coleta de sinais de vibração na indústria. A fixação mais utilizada na coleta de dados de vibração é a base magnética plana.^[34]

possuem incorporado um pré-amplificador em circuito integrado (ver figura 3.8). A ligação entre o sensor e a instrumentação de medição, sem interferência de sinais espúrios devido à movimentação do cabo pela vibração ambiental. Instrumentação equipada para operar com estes sensores fornecem a alimentação para o circuito integrado através do mesmo cabo de alimentação que transmite o sinal. O sinal recebido do sensor pode ser novamente amplificado para ajustar-se a entrada do sistema de análise do sinal, como o exemplo mostrado na figura 3.9. [45,54,65]

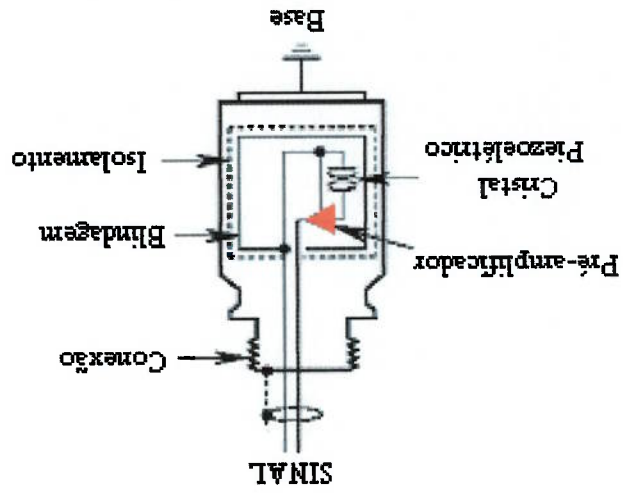


Figura 3.8 – Acelerômetro Piezoelétrico com Pré-amplificador

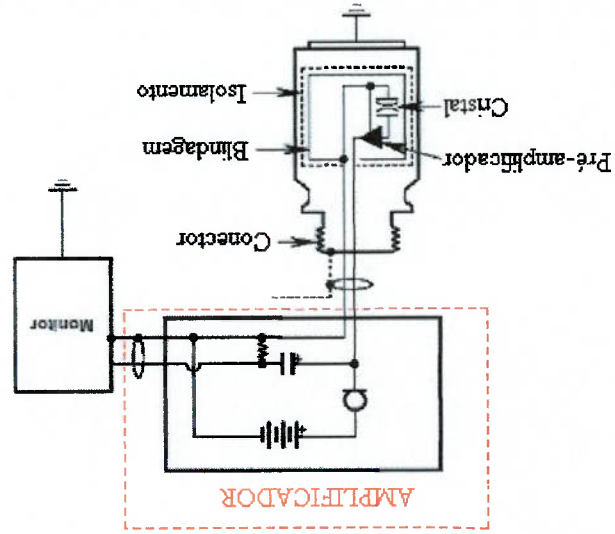


Figura 3.9 – Amplificador de Sinal de um Acelerômetro Piezoelétrico

3.3. Filtragem e Conversão de Sinais

3.3.1. Faixa de Frequência de Medição

A faixa de frequência de medição depende do fenômeno a ser investigado e, evidentemente, da capacidade do instrumento de medição. Na manutenção preditiva através da análise de vibrações, a maioria das medições concentram-se entre 3 a 10.000 Hz, em alguns casos, podendo ser utilizados os acelerômetros para medições até 20.000 Hz. Para delimitar as frequências de interesse antes do processo de digitalização do sinal são utilizados filtros passivos ou ativos, tais como apresentados na figura 3.10: passa-baixa, passa-banda e passa-alta.^[13,16]

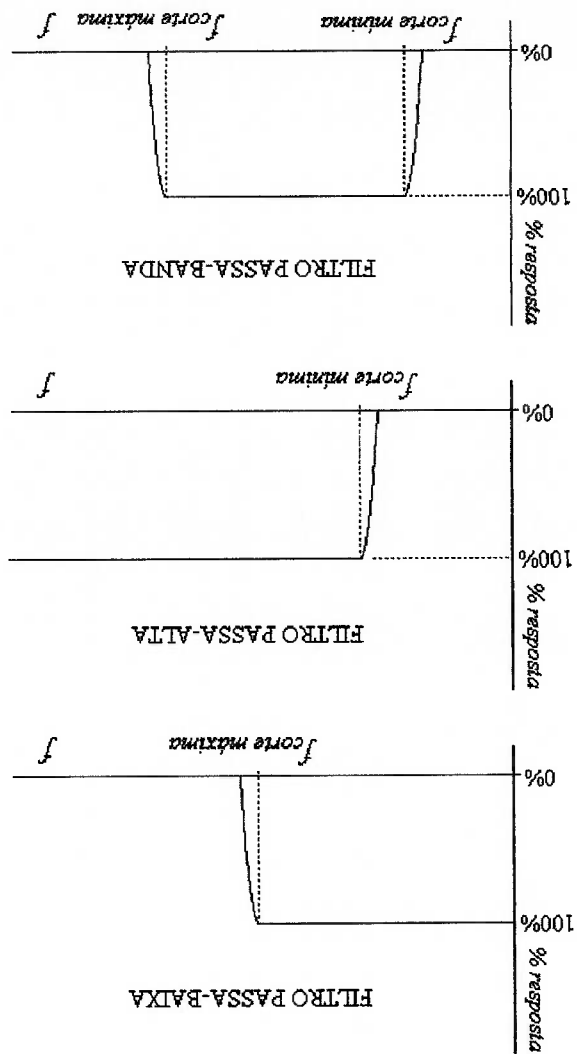


Figura 3.10 – Tipos de Filtros Passivos

O limite mínimo de frequência dos acelerômetros para aplicações industriais é em torno de 3 Hz, abaixo destes valores têm-se respostas não lineares, além da interferência de ruídos de baixa frequência. Acelerômetros especiais para medição de equipamentos de baixa rotação podem ser utilizados para medições de até 0,5 Hz, porém seu custo é bastante alto. A frequência máxima para mais de 95% das aplicações em manutenção preditiva encontra-se abaixo de 2.000 Hz.

3.3.2. Filtro Anti-aliasing

Para evitar o problema de sub-amostragem do sinal, conhecido como Aliasing, faz-se necessário satisfazer o Teorema de Nyquist ou Shannon, ou seja, a frequência de amostragem deve ser maior que o dobro da frequência máxima do sinal, que pode ser garantida através do uso de um filtro analógico passa baixa. Maiores detalhes podem ser vistos em Proakis e Manolakis (1996) p.276-279 e Brigham (1974).^[44,12]

$$f_{\text{amost}} > 2 * f_{\text{max}} \quad (\text{eq. 3.01})$$

Onde: f_{amost} = frequência de amostragem de digitalização do sinal
 f_{max} = frequência máxima de medição

A maioria dos analisadores utilizados na indústria possui uma taxa de amostragem pré-estabelecida em função de bandas de frequências selecionáveis pelo analista. Estes analisadores utilizam a seguinte fórmula para determinar a taxa de amostragem:

$$f_{\text{amost}} = 2,56 * f_{\text{max}} \quad (\text{eq. 3.02})$$

O número 2,56 se deve ao fato de que é o menor múltiplo de potência de dois que atende o Teorema de Nyquist, que otimiza o processamento matemático computacional. Para aquisição de um sinal, cuja frequência máxima é 1000 Hz a frequência de amostragem será de 2560 Hz.

3.3.3. Digitalização de Sinais

Digitalização é o processo de conversão do sinal analógico para o sinal digital. Os coletores e analisadores de vibrações na manutenção preditiva são equipamentos que trabalham com sinais digitalizados. Em sua grande maioria são equipamentos com apenas um canal de medição, ou seja, são capazes de realizar a medição apenas em função de uma variável independente.^[44,65]

São inúmeras as vantagens dos sinais digitais sobre os sinais analógicos, dentre as quais pode-se citar:

- ✓ A instrumentação e equipamentos utilizados para trabalhar com sinais digitais são mais baratos
- ✓ São mais facilmente armazenados em meio eletrônico
- ✓ Permitem a implementação de algoritmos mais sofisticados para o processamento de sinais
- ✓ Sistemas programáveis digitais são mais flexíveis nas operações de processamento de sinais, basta uma mudança no programa
- ✓ Sistemas digitais permitem melhor controle dos requisitos de acurácia

O processo de digitalização do sinal pode ser observado na figura 3.11, sendo que a taxa de amostragem do sinal é fator importante para a qualidade da informação contida no sinal.^[16,44,65]

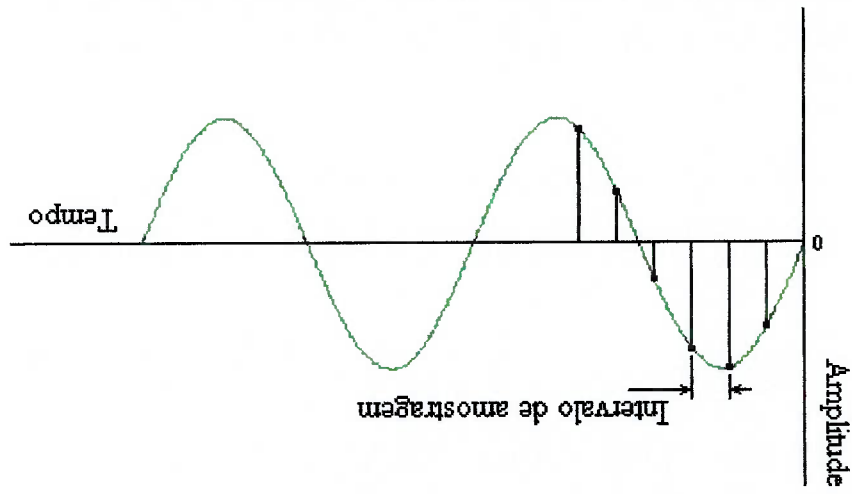


Figura 3.11 – Digitalização do Sinal – Intervalo de Amostragem

Os analisadores digitais utilizados na manutenção preditiva através da análise de vibrações definem o tempo de amostragem, ou seja, o tempo de aquisição do sinal em função do número de linhas que o analista seleciona para a visualização do espectro de frequência. O número de pontos da amostra (N) é dado por:

$$N = 2,56 * NHFT \quad (\text{eq. 3.03})$$

Onde: $NHFT$ = número de linhas do espectro de frequência

O tempo total de amostragem (T_{amost}) dos coletores e analisadores de vibração aplicados na manutenção preditiva é dependente do número de linhas desejado do espectro de frequência e da frequência máxima da medição:

$$T_{\text{amost}} = \frac{NHFT}{f_{\text{max}}} = \frac{N}{f_{\text{amost}}} \quad (\text{eq. 3.04})$$

Quanto melhor a resolução visual do espectro de frequência maior será o tempo despendido na coleta de sinais. Para obter um espectro de frequência com 1600 linhas serão necessários 4096 pontos e, considerando a frequência máxima de 1000 Hz que implica em uma frequência de amostragem de 2560 Hz, o sinal deverá conter um período total de 1,6 segundos.

4. PARÂMETROS DE ANÁLISE DE SINAIS

A necessidade de maior confiabilidade de diagnóstico na detecção de defeitos através da análise de sinais de vibração impulsionou diversas pesquisas para desenvolvimento de parâmetros de análise e inúmeros trabalhos de avaliação e comprovação da eficácia destes parâmetros foram realizados, especialmente a partir de meados da década de 70.

Tandon e Choudhury (1999) apresenta uma revisão dos métodos de detecção de falhas em rolamentos através da análise de vibrações e acústica, destacando as técnicas aplicadas para a detecção de defeitos localizados em rolamentos. Os defeitos distribuídos em rolamentos incluem irregularidades superficiais tais como rugosidade e alterações dimensionais dos elementos do rolamento. As respostas de vibração para estes defeitos têm sido estudadas, em sua maioria, no domínio da frequência. Visto que muito das frequências resultantes de defeitos distribuídos coincidem com aquelas devido a defeitos localizados. Tandon e Choudhury (1999), concluíram que Kurtosis é o parâmetro escalar de medição no domínio do tempo mais efetivo para detecção de defeitos em rolamentos e a Densidade Espectral de Potência não é eficiente para

detecção de defeitos na fase inicial em rolamentos.^[59]

Li et al (1997) utilizam diferentes tamanhos de defeitos em rolamentos na análise experimental e calculam os seguintes parâmetros de análise: RMS, Kurtosis, Fator de Crista, Valor de Pico, HFRT (técnica de ressonância de altas frequências), além da técnica de emissão acústica. Concluíram que ambas as técnicas – vibração e emissão acústica – são capazes de detectar os defeitos em rolamentos. O sinal de vibração do acelerômetro é comparável, ou até melhor, que o sinal do sensor de emissão acústica para detecção de defeitos. O valor de pico é o método mais confiável para a detecção de defeitos localizados em rolamentos e é a melhor relação com os tamanhos dos defeitos. Em segundo lugar estão Kurtosis e RMS. O Fator de

Crista é quase insensível.^[36]

Kiral e Karagülle (2003) utilizaram parâmetros escalares (RMS, Fator de Crista e Kurtosis) e a técnica de envelope para investigar o efeito da carga sobre o comportamento da estrutura de mancais de rolamentos rígidos de esfera com defeitos. Os resultados comprovaram a eficácia na identificação dos defeitos tanto utilizando os parâmetros escalares como a técnica de envelope. Os melhores resultados para o experimento realizado foram obtidos com a Kurtosis, seguido do fator de crista e RMS. A técnica de envelope mostrou excelentes resultados como parâmetro espectral.^[33]

Segundo Tandon (1994), o monitoramento condicional de rolamento é de importância fundamental na indústria, desde que o defeito seja detectado com antecedência, pode-se evitar falhas catastróficas. Um número grande de parâmetros pode ser utilizado para a detecção de defeitos em rolamentos, talvez o mais comum seja o nível global RMS de aceleração. Tandon (1994), apresentou uma comparação dos parâmetros de vibração: nível global RMS, pico, energia do espectro em frequência, *SPM* (Shock Pulse Measurement) e Cepstro, concluindo que os melhores resultados para a detecção de defeitos em rolamentos são nível global de energia, RMS e pico. Os parâmetros *SPM* e fator de crista não tiveram bons resultados. O parâmetro Cepstro não detectou falhas na pista interna de rolamentos.^[38]

Shiroishi et al (1999) apresenta um estudo análise de defeitos em rolamentos utilizando parâmetros escalares, dentre os quais RMS, Fator de Crista, Kurtosis, parâmetros espectrais, especialmente envelope. Os resultados mostram que a melhor caracterização do defeito é representada pelo taxa de pico, que é dada pela razão do somatório dos valores dos picos de defeitos e somatórios dos valores do espectro de envelope. RMS e Kurtosis também apresentaram resultados satisfatórios.^[30]

É notório o grande interesse dos pesquisadores em avaliar e desenvolver parâmetros de análise de vibrações, que possam representar a assinatura mecânica de máquinas industriais. Os resultados dos estudos sobre a eficácia dos parâmetros clássicos de análise de vibrações são muito diversificados, mesmo quando avaliados com dados colhidos em laboratórios. Isto significa que não existe um parâmetro que seja o mais eficiente para todos os tipos de defeitos localizados nos variados componentes ou equipamentos. No monitoramento de máquinas através da análise de vibrações na indústria é preciso utilizar parâmetros de análise que permitam

identificar a maior gama de problemas em equipamentos, porém é fundamental que sejam de fácil utilização e com viabilidade técnica e econômica.

4.1. Domínio do Tempo

Segundo Shin, Liu e Jeon (1992), Tandon e Choudhury (1999) e Padovese (2002), os parâmetros estatísticos mais conhecidos no domínio do tempo são: RMS ou Valor eficaz, Skewness, Kurtosis e fator de crista. Estas técnicas têm sido muito aplicadas, por se tratar de uma maneira simples e objetiva de avaliar a condição geral de uma máquina e também por não necessitar pessoal e instrumentos de análise especializados. No entanto, são limitadas para a investigação de falhas localizadas.^[49,59,43]

O sinal de vibração coletado pode ser apresentado em sua forma original, sem nenhum cálculo matemático e, em alguns casos, pode indicar defeitos, mas normalmente não é uma ferramenta muito utilizada por ser de difícil interpretação. A figura 4.1. mostra um exemplo de sinal vibração de aceleração no tempo.

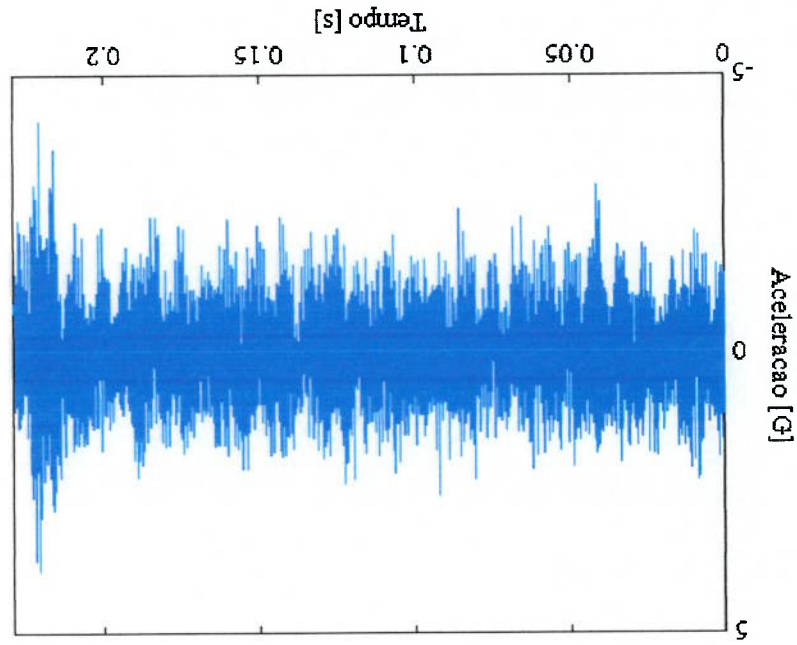


Figura 4.1 – Exemplo de Sinal de Vibração no Tempo

Nas medições de vibração pode-se utilizar o sinal médio no tempo, que consiste em coletar várias amostras e determinar a média do sinal no tempo. Isto

possibilita a não apenas minimizar os ruídos de fundo, como também algum evento transitente externo à medição. A média deve ser calculada através do sinal síncrono no tempo, ou seja, os sinais são adquiridos sempre com uma referência de fase. Esta técnica pode indicar alguns defeitos em equipamentos, por exemplo defeitos de superfícies de rolos de máquinas de papel.^[26]

Os sinais de vibração provenientes de máquinas equipamentos industriais são considerados aleatórios, pois não podem ser representados por simples equações. Deste modo, faz-se necessário um tratamento estatístico ou probabilístico para representar os fenômenos físicos. Maiores detalhes podem ser vistos em Padovese (2000).^[42] O primeiro e segundo momentos estatísticos são conhecidos como média e variância, respectivamente. O terceiro momento estatístico normalizado é conhecido como o coeficiente de "Skewness" e o quarto momento estatístico chamado de "Kurtosis".^[42,43,49,59]

Para sinais de vibração coletados em equipamentos industriais a média dos valores do sinal é teoricamente nula, ou seja, o sinal é centrado. Normalmente, as médias destes sinais são próximas de zero, devido à presença de ruídos e a erros inerentes ao processamento dos sinais.^[42]

A média (momento estatístico de 1ª ordem) de um sinal discreto composto por N pontos, pode ser dada por:

$$M_x = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i \quad (\text{eq. 4.01})$$

A variância (momento estatístico de 2ª ordem) de um sinal discreto composto por N pontos, pode ser dada por:

$$Var_x = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i^2 \quad (\text{eq. 4.02})$$

Para um sinal centrado $\bar{x}(t) = x(t) - M_x$ ou $\bar{x}_i = x_i - M_x$, tem-se:

$$Var_{\bar{x}} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - M_x)^2 \quad (\text{eq. 4.03})$$

O desvio padrão é a raiz quadrada da variância para o sinal centrado:

$$\sigma = \sqrt{Var_{\bar{x}}} \quad (\text{eq. 4.04})$$

4.1.1. RMS ou V_{ef}

Este é o mais conhecido parâmetro com propósito de diagnóstico, sendo utilizado por normas para especificar níveis de vibração. O RMS fornece um valor relacionado com o nível de energia ou potência de um dado sinal. Ela é obtida pela seguinte fórmula para um sinal discreto composto por N pontos:^[02,25,33,43,59,65]

$$RMS = V_{ef} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{t=1}^N x_t^2} \quad (\text{eq. 4.05})$$

Quando o sinal é centrado, este parâmetro equivale ao momento estatístico de segunda ordem, ou seja, o desvio padrão. Esta condição é normalmente razoável no caso de um sinal de vibração, porque, na maioria destes casos, a máquina permanece parada em um determinado lugar (nível de aceleração média nula).

Nas medições de vibrações para manutenção preditiva na indústria e nas normas referentes às vibrações de máquinas, este parâmetro é utilizado para sinais em termos de velocidade, como já discutido no capítulo 2.

4.1.2. Skewness

O skewness é um parâmetro adimensional que é função do momento estatístico de terceira ordem do sinal, sendo normalizado pelo desvio padrão elevado ao cubo σ_3 , ou seja:^[43,49,59]

$$Skewness = \frac{1}{N\sigma_3} \sum_{t=1}^N x_t^3 \quad (\text{eq. 4.06})$$

Este parâmetro representa a assimetria da função de distribuição de probabilidade do sinal. Neste caso, para um sinal com distribuição gaussiana tem-se um valor nulo.

4.1.3. Kurtosis

A kurtosis é um parâmetro adimensional que é função do momento estatístico de quarta ordem do sinal, sendo normalizado pelo desvio padrão elevado a quarta potência σ^4 , ou seja. [33,43,49,59]

$$Kurtosis = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i^4 \quad (eq. 4.07)$$

Este parâmetro representa o grau de achatamento da função de distribuição de probabilidade do sinal. No caso de um sinal com distribuição gaussiana obtém-se um valor 3.

4.1.4. Fator de Crista

O Fator de Crista é obtido pelo quociente do valor de pico máximo pelo RMS ou valor eficaz do sinal. Os demais parâmetros mostrados anteriormente dependem da totalidade do sinal. Já o Fator de Crista depende da amostra do sinal (x_{max}) . [21,42,43,51,58]

$$FCrista = \frac{x_{max}}{V_{ef}} \quad (eq. 4.08)$$

4.2. Domínio da Frequência

As técnicas de representação espectral mais utilizadas em análise de sinais de vibração advêm do processamento matemático do sinal no tempo através do método da Transformada Rápida de Fourier, cuja forma numérica otimizada é conhecida como a Transformada Rápida de Fourier, mais conhecido pela sigla *FFT*, decorrente da sua denominação em inglês "Fast Fourier Transform". Maiores detalhes sobre os conceitos e as propriedades da transformada de Fourier podem ser vistos em Brigham (1974). [12]

A Transformada de Fourier é definida como:

$$X(f) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \cdot e^{-j2\pi ft} dt \tag{eq. 4.09}$$

Onde: $X(f)$ = resposta em frequência

A Transformada de Fourier Inversa pode ser obtida por:

$$x(t) = \int_{-\infty}^{\infty} X(f) \cdot e^{j2\pi ft} df \tag{eq. 4.10}$$

Para sinais discretos, a resposta em frequência pode ser obtida através da

Transformada de Fourier discreta de um sinal no tempo $x(n)$:

$$X(\omega) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} x(n) \cdot e^{-j\omega n} \tag{eq. 4.11}$$

Onde: $X(\omega)$ = resposta em frequência $\omega = 2\pi f$ = frequência angular

A Transformada de Fourier Inversa pode ser obtida por:

$$x(n) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\pi}^{\pi} X(\omega) \cdot e^{j\omega n} d\omega \tag{eq. 4.12}$$

Onde: $x(n)$ = sinal no tempo discretizado

Teoricamente, a energia contida em um sinal de vibração de equipamento é a

mesma tanto no domínio do tempo quanto no domínio da frequência, conforme o

Teorema de Parseval. Maiores detalhes podem ser vistos em Proakis e Manolakis

(1996) p.243-244 e Braun (1986) p.32-42.^[44,10]

$$Energia = \int_{-\infty}^{\infty} |x(t)|^2 dt = \int_{-\infty}^{\infty} |X(f)|^2 df \tag{eq. 4.13}$$

4.2.1. Janelas de Ponderação de Sinais

A análise espectral baseada na Transformada de Fourier tem a hipótese de

que o sinal é cíclico, ou seja, o sinal é “emendado” nele mesmo ciclicamente. Este

fato provoca descontinuidades no sinal. Este problema, chamado *Leakage*, provoca

erros no espectro de frequência. Para evitar ou atenuar este problema deve-se utilizar

janelas de ponderação. As janelas usualmente aplicadas nas medições de vibrações

são: (Ver detalhes em Almeida e Góz (2000) p.8-9 Wovk (1991) p.100-103).^[03,65]

1. *Hanning*: é a janela mais utilizada para medições típicas de monitoramento de máquinas. Sua função de ganho é uma curva de seno com ganho unitário no centro e zero nos dois extremos. É considerada como um bom compromisso entre a degradação da resolução frequencial e estimação de amplitude.
2. *Uniform*: é chamada janela retangular, pois possui ganho unitário em toda a extensão da amostra. É aplicada para eventos transitentes e para maximizar a resolução em frequência. Causa máximo Leakage.
3. *Flatop*: fornece a melhor exatidão de amplitude.

4.2.2. Expressão Simplificada da FFT

O cálculo para determinação dos espectros de frequência dos analisadores digitais mais utilizados na manutenção preditiva, inclusive o da SKF, é feito através do processamento de uma rotina pré-programada para o cálculo da FFT do sinal dada por: (Matores informações podem ser vistos em Brigham (1974) p.199-220).^[12]

$$X(k) = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^{N-1} x(n) * e^{-j*2\pi*(k-1)*(n-1)/N} \tag{eq. 4.14}$$

A equação abaixo também pode ser empregada, como apresentada por Almeida e Góz (2000) p.6:^[03]

$$X(k) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} x(n) * e^{-j*2\pi*k*n/N} \tag{eq. 4.15}$$

Onde: $x(n)$ – sinal no tempo discretizado para $n = 1, 2, \dots, N$
 N – números de pontos de amostragem do sinal
 $X(k)$ – valores de vibração para $1 \leq k \leq NFFT$

Quando se utiliza uma janela de ponderação $W(n)$, a equação 4.14 torna-

se:^[19]

$$X(k) = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^{N-1} x(n) * W(n) * e^{-j*2\pi*(k-1)*(n-1)/N} \tag{eq. 4.16}$$

A figura 4.2 mostra o gráfico do espectro de frequência do sinal de tempo da figura 4.1, calculado pela equação 4.14 com $N = 4096$ pontos e $f_{max} = 7000$ Hz e janela Uniform. A unidade da amplitude de aceleração $[G] = [9,81 \text{ mm/s}^2]$.

Geralmente, a análise espectral consiste em comparar espectros atuais com espectros que caracterizem o sistema sem defeito. Mas, segundo pesquisadores, se torna difícil detectar falhas incipientes pelo espectro puro, pois as falhas em sistemas mecânicos geralmente acontecem em baixas frequências e que por isso podem ser facilmente contaminados por frequências de sinais de outras máquinas e de ruídos de baixa frequência que quase sempre estarão presentes na medida. Por isso, foram desenvolvidos diversos métodos para a análise espectral de frequência, de modo a otimizar os cálculos e obter melhores resultados.

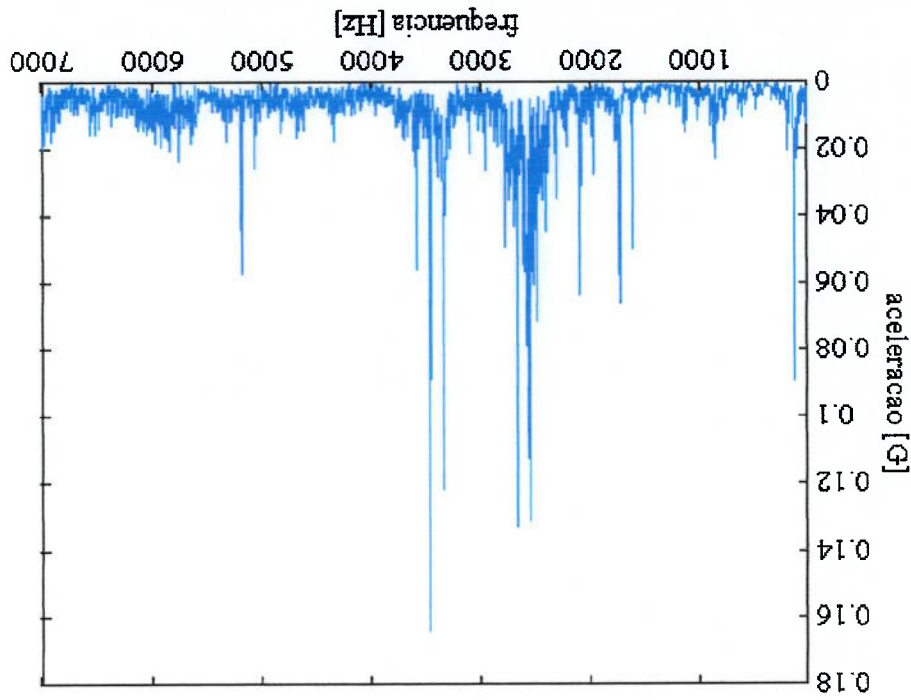


Figura 4.2 – FFT do Sinal de Vibração no Tempo da Figura 4.1

4.2.3. Densidade Espectral de Potência

Muitos fenômenos da natureza necessitam uma análise estatística na sua análise. Devido às flutuações de sinais aleatórios, como os sinais de vibrações de máquinas e equipamentos, foram incorporados métodos estatísticos no processamento de sinais para transformar o sinal do domínio do tempo para o domínio da frequência. Dentre estes, pode-se citar a Densidade Espectral de Potência (DEP) ou *Power Spectrum Density* (PSD), que é definida como sendo a Transformada de Fourier (TF) da função de autocorrelação do sinal.^[26]

Esta representação no domínio frequencial pode ser estimada utilizando os métodos do periodograma, tal como o de Welch, que será utilizado neste trabalho. O sinal é dividido em várias janelas temporais, e o espectro de potência é calculado para cada janela. Em seguida é feita a média dos espectros. Maiores detalhes podem ser vistos em Proakis e Manolakis (1996) p.896-968.^[44]

O método de Welch, em particular, utiliza a seguinte definição:

$$DEP(f) = \frac{1}{L} \sum_{l=0}^{L-1} \left| \sum_{m=0}^{M-1} x(n) \cdot W(n) \cdot e^{-j2\pi f n} \right|^2 \quad \text{(eq. 4.17)}$$

Simplificando a equação anterior, obtém-se:

$$DEP(f) = \frac{1}{LMU} \sum_{l=0}^{L-1} \left| TF[s_l^M W_M] \right|^2 \quad \text{(eq. 4.18)}$$

Onde: M = tamanho da janela temporal

L = número de janelas temporais

W_M = janela temporal de ponderação

s_l^M = janela temporal l do sinal de dimensão M

U = fator de normalização da energia da janela de ponderação:

$$U = \frac{1}{M} \sum_{n=0}^{M-1} W^2(n) \quad \text{(eq. 4.19)}$$

Brie (2000) apresentou modelos teóricos para detecção de defeitos localizados em engrenagens e rolamentos. Mostra o modelo teórico para a determinação da densidade espectral de potência do sinal (função autocorrelação do sinal), discute suas limitações e compara alguns resultados práticos de análise de sinais de vibração com defeitos em rolamentos.^[11]

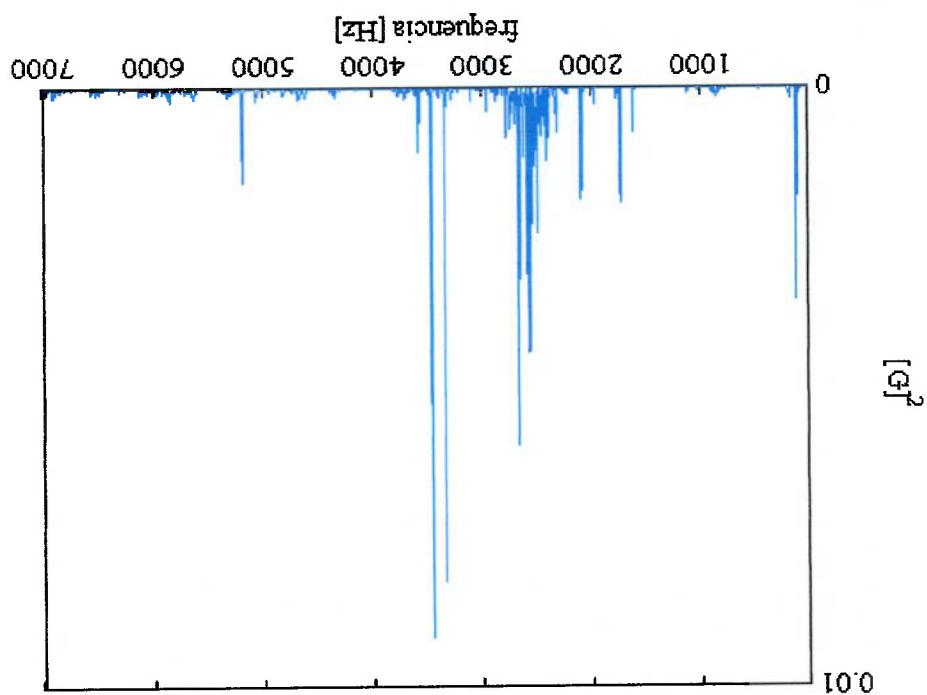
A figura 4.3 apresenta a Densidade Espectral de Potência calculada pelo método de Welch, utilizando uma janela temporal de ponderação Hamming de 4096 pontos para uma frequência máxima de 7000 Hz.

O envelope de um sinal é a sua envoltória, ou seja, um outro sinal no tempo que o envolve. A partir dele, obtêm-se as possíveis modulações constantes neste sinal. A informação mais utilizada desta ferramenta é o seu espectro, que informa a frequência de modulação de amplitude do sinal.

Como normalmente as frequências excitadas por um defeito são as naturais, ou seja, altas frequências, e conhecendo, por modelamento, que lateralmente a estas existe o aparecimento das frequências de defeito modulando o sinal, esta ferramenta permite observar estas frequências em uma banda mais baixa. A figura 4.4 mostra o processo de obtenção do espectro de envelope.

4.2.4. Método de Envelope

Figura 4.3 – DEP do Sinal de Vibração no Tempo da Figura 4.1



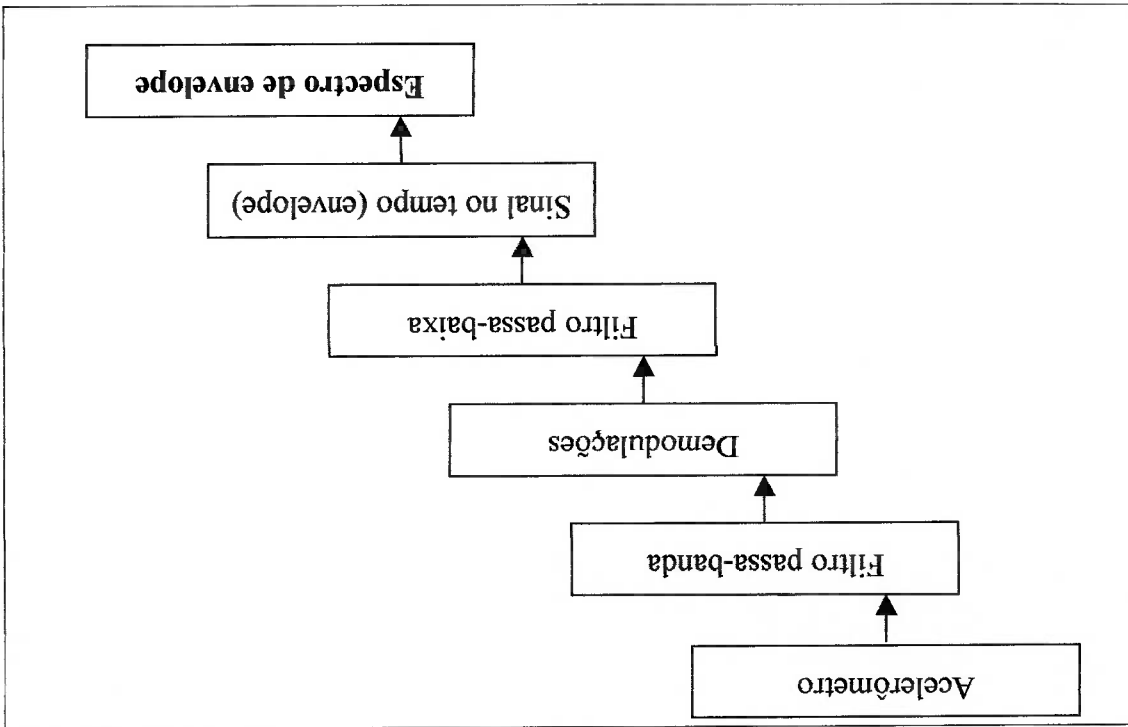
$$ENV[s(t)] = THH[Z_s(f)] \quad \text{onde: } Z_s(f) = \begin{cases} 0 & \leftarrow f < 0 \\ 2TF[s] & \leftarrow f \geq 0 \end{cases} \quad (\text{eq. 4.20})$$

150^[10]

transformada de Hilbert ou pela expressão: (maiores detalhes em Braun 1986 p.149-
 O sinal de envelope de um sinal de vibração $s(t)$ pode ser calculado pela

potência ou pela FFT do sinal de envelope.^[41,43]
 banda. O espectro do envelope pode ser representado pela densidade espectral de
 envelope pode ser determinado para o sinal bruto ou para um sinal filtrado em passa-
 como um parâmetro escalar para avaliação da severidade do defeito. O espectro de
 obtendo assim o sinal de envelope. O RMS do sinal de envelope pode ser utilizado
 demodulado, que consiste em passar por um retificador e por um filtro passa-baixa,
 frequências fixas com poucas possibilidades de ajustes. O sinal filtrado é
 coletores e analisadores de sinais possuem filtros pré-determinados com faixas de
 faixa de frequências de interesse para a determinação do sinal de envelope. Alguns
 O sinal coletado junto à fonte de vibração passa por um filtro passa-banda, na

Figura 4.4 – Processamento do Sinal de Envelope



Jones (1996), mostra a aplicação da técnica de envelope na determinação de defeitos de rolamentos com a utilização de coletores portáteis da SKF. Em seus coletores portáteis, a SKF tem 4 filtros passa-banda de frequências pré-definidos, que devem ser selecionados de acordo com a aplicação, considerando a frequência fundamental: 1: (5 – 100 Hz); 2: (50 – 1000 Hz); 3: (500 – 10 KHz) e 4: (5 – 40 KHz). “Embora esta técnica funcionar muito bem para rolamentos, também é interessante para outros tipos de defeitos, tais como engrenagens, desalinhamento e baixa rigidez”.^[28]

McFadden (1990) apresenta o método de demodulação de vibrações de alta frequência, ou método de envelope, aplicados sinais de vibrações provenientes de rolamentos danificados, enfatizando a relação entre a causa e o efeito, para explicar porque os rolamentos podem ser monitorados desta maneira e como os resultados podem ser interpretados. São apresentados casos reais de sinais oriundos de rolamentos coletados em laboratório, cujos resultados comprovaram a eficácia do método para detecção dos defeitos dos rolamentos.^[41]

Tandon e Choudhury (1999) citou que com a técnica de análise espectral é difícil obter os picos de defeito de rolamento nas fases iniciais de deterioração. O envelope ou a técnica de ressonância de altas frequências é uma importante técnica de processamento de sinal que ajuda a identificar defeitos em rolamentos. Com a utilização de um filtro passa-banda, o sinal de vibração é filtrado no faixa da frequência de ressonância, que são excitadas pelas frequências de defeito, o sinal tem característica de frequência modulada. Através da demodulação, os sinais defeito de rolamento podem ser recuperados e, assim, obtido o espectro de envelope em um faixa de baixas frequências.^[59]

Segundo Li et al (1997) um defeito com tamanho de 0,0645 mm² é comumente definido como um defeito padrão em rolamento na indústria. Apresentam um estudo de diagnóstico de defeito em rolamentos através da análise de vibrações e emissão acústica, onde descrevem a metodologia de processamento de sinal utilizado na técnica de ressonância de altas frequências, ou seja, envelope.^[36] Howieson (2003) apresenta uma discussão prática sobre a técnica de envelope aplicada para o monitoramento de vibração em rolamentos, esclarecendo como é

obtido o espectro de envelope e exemplificando com casos práticos e determinação de níveis de alarme.^[23]

A figura 4.5 mostra o espectro de envelope do sinal da figura 4.2, na faixa de frequência de 0 a 7000 Hz.

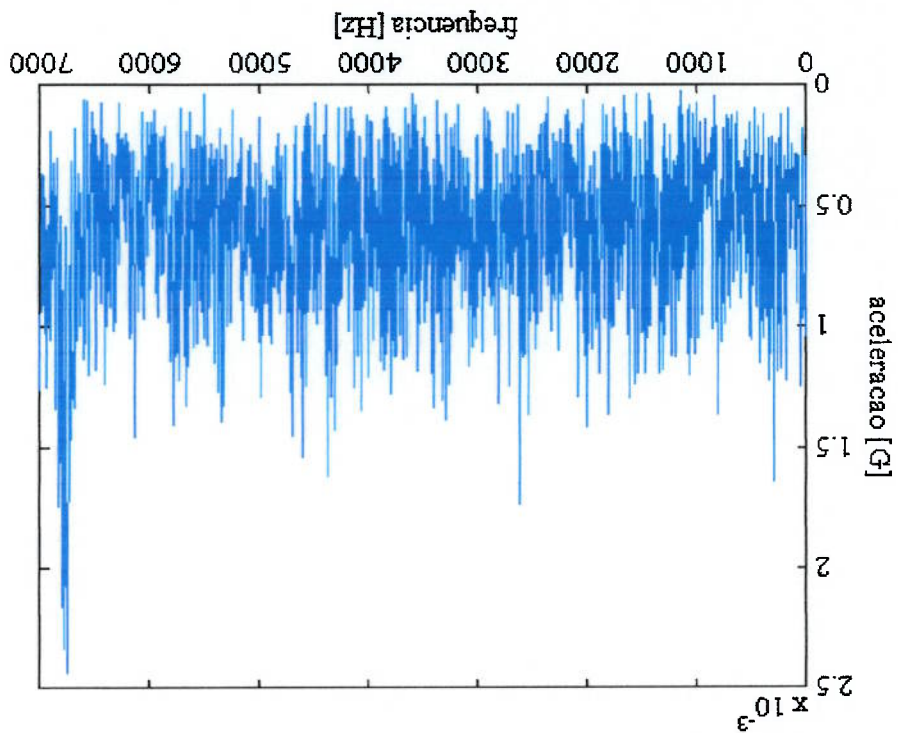


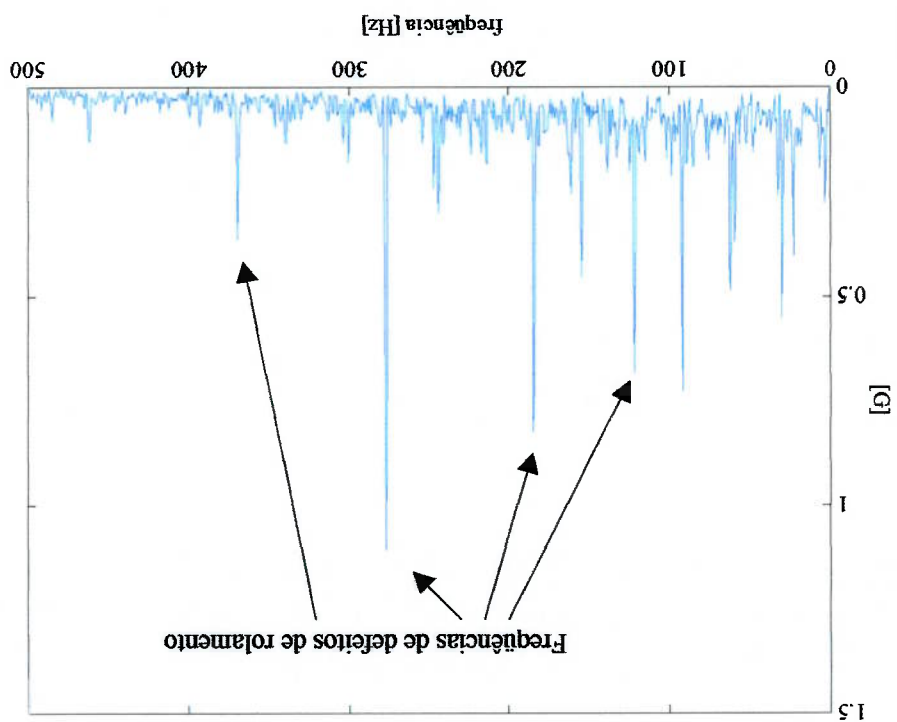
Figura 4.5 – Envelope do Sinal de Vibração no Tempo da Figura 4.1

Esta técnica é largamente utilizada nas indústrias de papel e celulose pesquisada, bem como na maioria das empresas que adotam técnicas de manutenção preditiva através da análise de vibrações, isto devido à excelente eficácia na detecção de defeitos em rolamentos e engrenagens, especialmente nos estágios iniciais de deterioração destes componentes mecânicos. Sabe-se que os defeitos excitam as frequências naturais das partes dos rolamentos, que geralmente encontram-se em torno de 5000 Hz, por isso utilizam-se filtro para a determinação do envelope que contemple esta faixa de frequência. O filtro mais usado nas medições com os instrumentos da SKF é de 500 a 10000 Hz.

A figura 4.6 mostra um exemplo de espectro de envelope, destacando os picos característicos de defeitos de rolamento.

Williams et al (2001) utilizaram o método do envelope para diagnosticar o início de defeitos de rolamentos de esferas NSK NJ208, cujas frequências de ressonância estão entre 5700 e 6000 Hz e foi usada uma janela passa-banda de 4500 a 6500 Hz para a determinação do espectro de envelope, que foi eficiente para a detecção de defeitos nas pistas interna e externa do rolamento.^[64]

Figura 4.6 – Espectro de Envelope Indicando Defeito de Rolamento



4.3. Outros Métodos de Análise de Sinais de Vibrações

4.3.1. Distribuição Tempo-Frequência

As técnicas de análise tempo-frequência vem sendo desenvolvidas desde os anos 40 e aplicadas nas áreas de processamento e análise de sinais. Em 1932 Wigner apresentou uma distribuição que desde então vem sendo referência para a criação de outras distribuições. Em 1948 foi introduzida por Ville uma abordagem alternativa, que definiu a transformada de Wigner-Ville como a transformada de Fourier da função autocorrelação do sinal.

Irmao (2002) p.25-28 apresenta uma revisão dos conceitos das principais distribuições tempo-frequência:^[26]

- ✓ Transformada de Fourier de Curto Tempo (*STFT*)
- ✓ Distribuição de Wigner-Ville
- ✓ Distribuição Pseudo-Wigner-Ville (*PWVD*)
- ✓ Classes Gerais de Cohen
- ✓ Distribuição de Cohen-Posch (*CPD*)

Irmao (2002) aplica as técnicas de análise conjunta tempo-frequência para análise de sinais de vibração coletados em uma caixa de engrenagens, com diferentes tipos de defeitos. As representações *PWVD* e *STFT* foram empregadas na análise e então comparados os resultados.^[26]

Bucher e Magluta (1999) apresentam a teoria geral das distribuições tempo-frequência, mostrando alguns tipos de *TFD* existentes, suas propriedades e custo computacional envolvido. Para ilustrar a aplicabilidade e a eficiência das técnicas de distribuição tempo-frequência, são mostrados alguns gráficos de sinais usualmente obtidos em ensaios experimentais.^[14]

Koo e Kim (2000) apresentaram um estudo de análise de vibrações aplicado a bombas de indústrias nucleares utilizando o método de Wigner de distribuição tempo-frequência e comparando os resultados com a análise espectral através da transformada de Fourier, simulando defeitos como desalinhamento, desbalanceamento, folgas mecânicas e trincas no eixo. Os resultados mostraram que,

pela distribuição de Wigner, os defeitos são mais facilmente identificados, quando comparados com a análise espectral convencional.^[34]

Diversos trabalhos acadêmicos apresentam a aplicação das técnicas de distribuição tempo-frequência (*TFD*) para o diagnóstico de falhas em componentes mecânicos como engrenagens e rolamentos. No entanto, nas indústrias estudadas do setor de papel e celulose no Brasil não existe nenhuma aplicação prática destas técnicas nos programas de manutenção preditiva.

A distribuição tempo-frequência é uma distribuição bidimensional onde os três eixos são: tempo, frequência e energia. Isso permite que o sinal possa ser visualmente separado em seus componentes fundamentais, facilitando a análise. Por este fato, acredita-se que estas técnicas serão amplamente empregadas nas indústrias para avaliação do comportamento dinâmico de equipamentos em futuro breve.

4.3.2. Análise Cepstral

“O cepstro detecta as as periodicidades do espectro de frequência, aparecendo no cepstro sob a forma de harmônicos cuja frequência fundamental é o inverso da frequência fundamental da periodicidade contida no sinal”. (Padovese, 2000)^[43]

Existem três formas diferentes para definir o cepstro, dependendo do tipo de função em que se opera no domínio frequencial: cepstro de potência, cepstro real e cepstro complexo. Maiores detalhes serão discutidos mais adiante no capítulo 6 e também podem ser encontrados em Braun, 1986 p.151-168; Padovese, 2000; Proakis e Manolakis, 1996 p.265-266.^[10,42,44]

Na análise cepstral estabelece-se uma analogia com a estrutura frequencial do sinal no tempo, ou melhor, as raízes cepstrais são chamadas de queftencia e múltiplas das queftencias de rhamornicos.^[42]

O cepstro tem sido utilizado com sucesso como parâmetro de análise de sinais para o diagnóstico de falhas, especialmente para defeitos de rolamentos. Padovese, (2000) e Almeida e Góz (2000) apresentam casos práticos de detecção de defeitos em rolamento com o cepstro.^[42,03] Na manutenção preditiva das indústrias estudadas não existem aplicações práticas do cepstro, mesmo porque os coletores e analisadores utilizados não dispõem deste parâmetro de análise de sinais de vibração.

5. DIAGNÓSTICO DE FALHAS

Alterações nas características da vibração da máquina monitorada permitem em primeira instância alertar para o surgimento de mudanças no comportamento mecânico desta, que podem ser resultado de defeitos ou falhas. Uma vez alertado para a existência da anomalia, resta ao analista de vibrações identificar o defeito ou o fenómeno físico que está causando a vibração.^[02,45]

A falha de um equipamento pode ser caracterizada por duas situações:^[65]

- ✓ O equipamento não atinge a vida útil esperada
- ✓ O defeito do equipamento provoca impacto negativo sobre a produção, qualidade ou segurança industrial.

Wolk (1991) apresenta uma tabela com as causas mais comuns de falhas por excesso de vibração e suas percentagens aproximadas de ocorrência em equipamentos industriais.^[65]

Tabela V.1 – Problemas Típicos e Percentagens Aproximadas de Ocorrência

Desbalançamento	40%
Desalinhamento	30%
Ressonância	20%
Defeitos em correias e polias	30%
Defeito de rolamento	10%
Falta de Rigidez	10%
Defeito em motores elétricos	8%
Turbulência	5%
Cavitação	2%
Defeito de engrenamento	2%
Batimento	2%
Outros	2 a 5%

Nota: As percentagens não somam 100% porque vários problemas existem na mesma máquina, mas um é usualmente dominante.

Na indústria de papel e celulose pode-se constatar que o defeito de rolamento é o problema de vibração mais comumente detectado através de vibrações, seguido por desalinhamento e desbalançamento. Isto se justifica pelo grande

número de mancais de rolamentos que existem em uma máquina de produção de papel. A figura 5.1 apresenta os percentuais estimados por amostragem dos tipos de defeitos encontrados nos bancos de dados analisados neste trabalho.

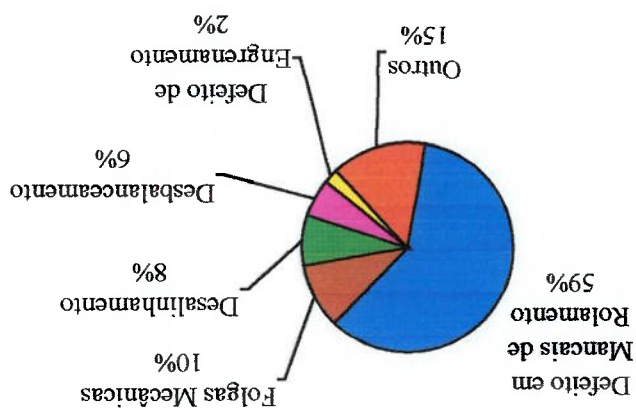


Figura 5.1 – Problemas Comuns de Vibração na Indústria de Papel

5.1. Defeitos Diagnosticados pela Análise de Vibrações

5.1.1. Desbalanceamento

Desbalanceamento é a condição onde o centro de massa não coincide com o centro de rotação. É a causa mais comum de vibração em equipamentos rotativos industriais e de mais fácil diagnóstico. As principais causas de desbalanceamento são:

- ✓ Desgaste por erosão ou corrosão
- ✓ Incrustações
- ✓ Distorções térmicas permanentes ou por esforços mecânicos
- ✓ Mancais ou acoplamentos não concêntricos

A força centrífuga devido ao desbalanceamento de massa pode ser

representada pela equação: $F_c = mr\omega^2$ (eq. 5.01)

Onde: F_c = Força centrífuga
 m_d = massa de desbalanceamento
 r = raio
 ω = frequência angular (rotação)

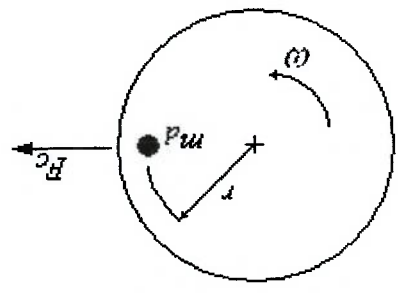


Figura 5.2 – Força Centrífuga de Desbalanceamento

Como a massa m_d da figura 5.2 gera uma força centrífuga que excita a estrutura do equipamento na frequência de rotação ω ($1 \times f_{rot}$). Portanto, quando manifestar amplitude alta no espectro na frequência de rotação, o desbalanceamento deve ser investigado. Por outro lado, quando a força centrífuga for zero ou tão pequena que não puder ser mensurada, tem-se o balanceamento perfeito.

A figura 5.3 apresenta um espectro de vibração típico de defeito de desbalanceamento.

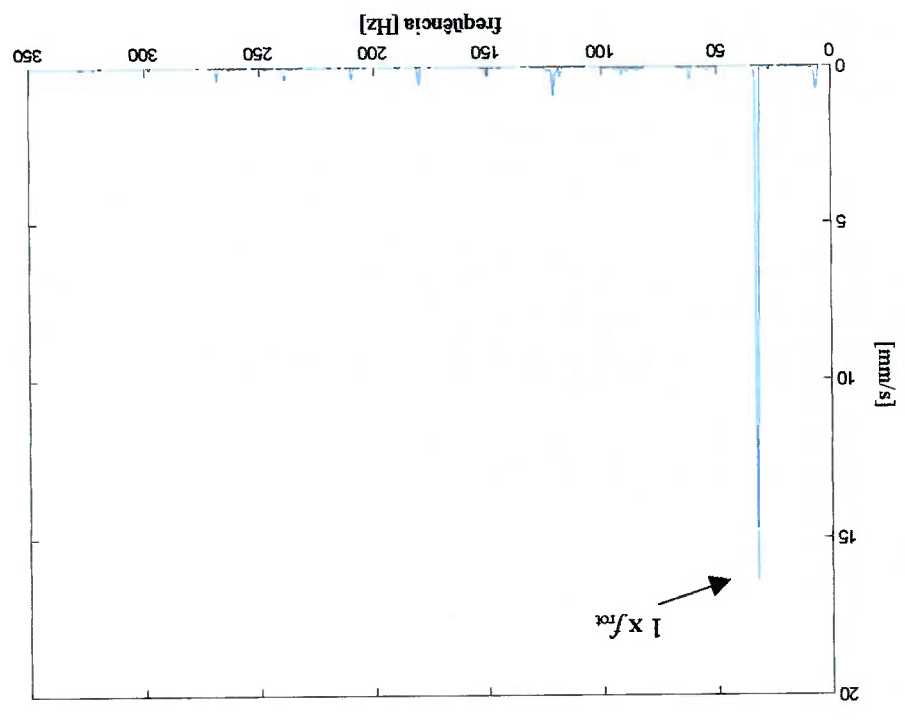


Figura 5.3 – Espectro de Vibração Típico de Desbalanceamento

5.1.2. Desalinhamento

Desalinhamento é a condição em que o eixo de acionamento e o eixo acionado não estão na mesma linha de centro. O desalinhamento pode ser paralelo (off-set), angular ou misto conforme mostrado na figura 5.4. [02,61,65]

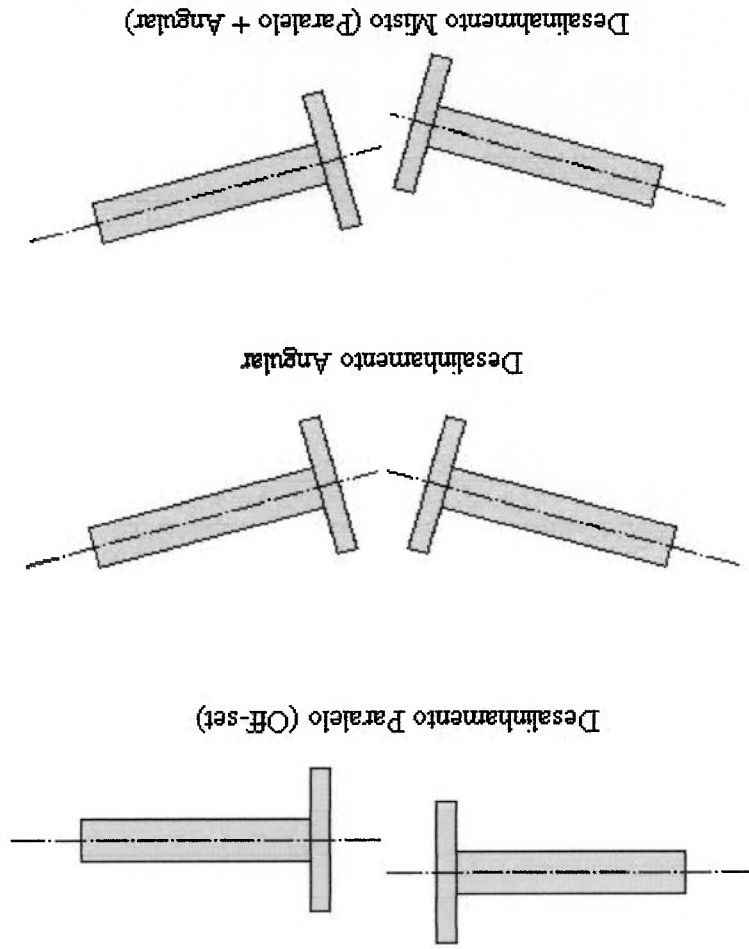


Figura 5.4 – Tipos de Desalinhamento

Na prática industrial, constata-se que a maior incidência é o desalinhamento misto, ou seja, uma combinação de desalinhamento paralelo e angular. No espectro de vibrações o desalinhamento apresenta-se como múltiplos harmônicos da frequência de rotação do equipamento. O sinal de vibração no tempo apresenta defasagem de 180° em relação a rotação do equipamento. [02,61,65]

Os acoplamentos flexíveis atenuam a intensidade da vibração causada pelo desalinhamento, mas não evitam com que o desalinhamento cause a redução da vida útil dos rolamentos, que sofrem esforços dinâmicos. Segundo Hines, Jesse; Edmondson (1998), desalinhamentos moderados induzem cargas elevadas nos rolamentos suficientes para reduzir a vida útil. O desalinhamento angular tem um impacto muito menor sobre a vida útil de rolamentos que o desalinhamento paralelo, sendo que este pode comprometer a durabilidade de acoplamentos.^[22]

O desalinhamento paralelo provoca vibrações preferencialmente na direção radial, com maior amplitude da 2ª harmônica da rotação (ver figura 5.6). Já o desalinhamento angular manifesta vibrações principalmente na direção axial, com maior amplitude da 1ª harmônica e, também, múltiplos harmônicos da rotação (ver figura 5.7). A figura 5.5 apresenta uma ilustração do efeito dos desalinhamentos paralelo e angular.^[02,65]

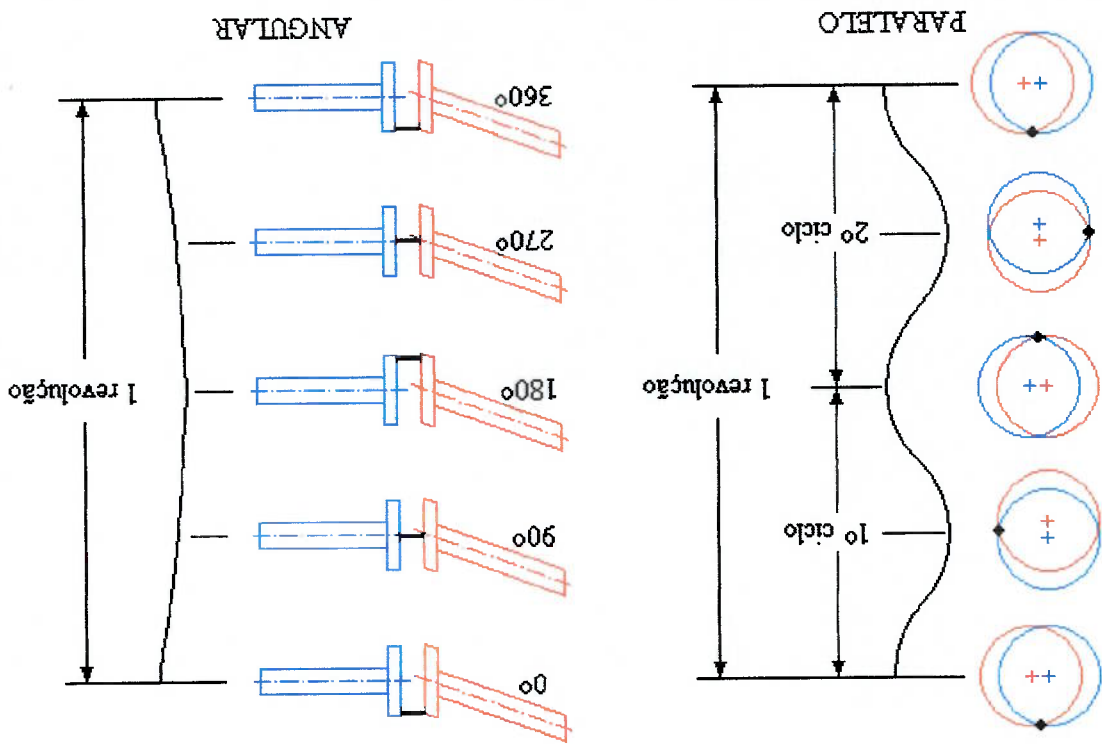


Figura 5.5 – Ciclos de Desalinhamento Paralelo e Angular

Figura 5.7 – Espectro de Vibração Típico de Desalinhamento Angular (Axial)

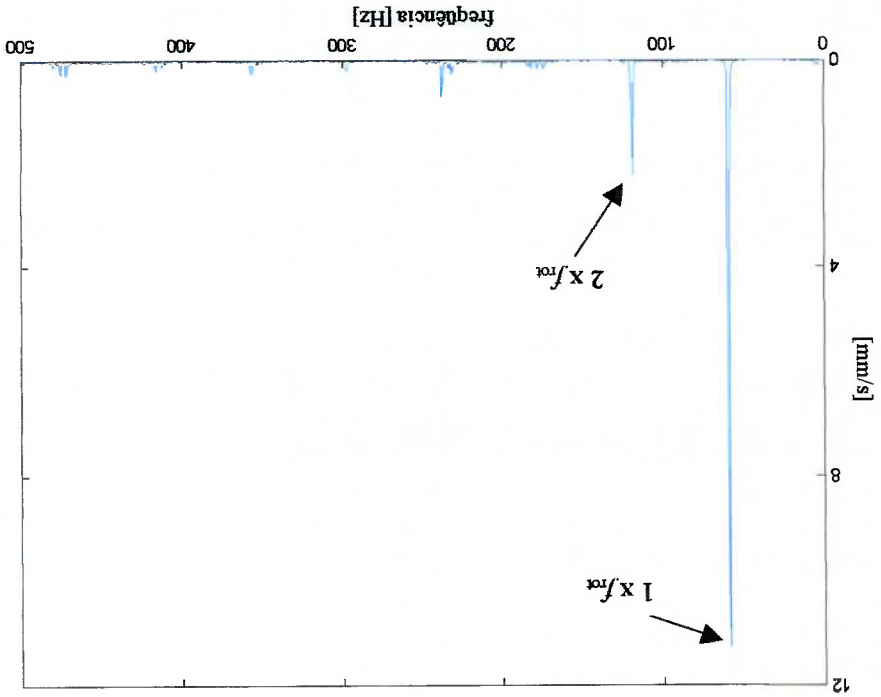
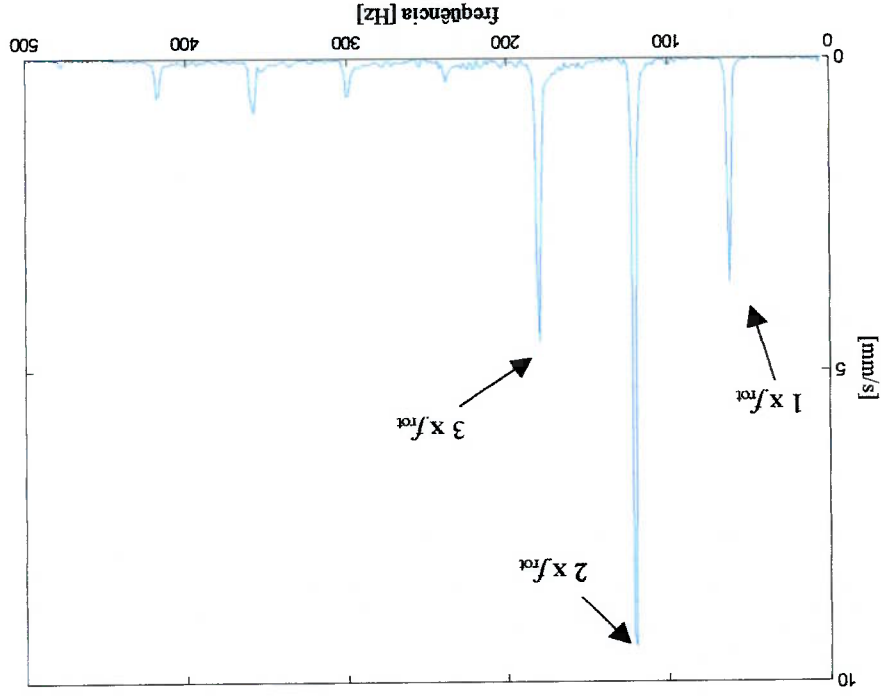


Figura 5.6 – Espectro de Vibração Típico de Desalinhamento Paralelo (Radial)



5.1.3. Defeito de Rolamento

Rolamentos são os elementos rotativos mais importantes em fabricas de papel e celulose, devido a sua numerosa aplicação e importância em caso de falhas.

Barkov e Barkova (1995) apresentaram resultados de um estudo de análise de falhas de cerca de 5000 rolamentos e discutem a importância e os benefícios do monitoramento condicional através das medições de vibrações. Pode-se destacar as seguintes informações: apenas 20% dos rolamentos atingiram a vida útil estimada e aproximadamente 10% dos rolamentos tiveram falhas prematuras, sendo que em 2/3 destes havia erros de montagem.^[108]

As equações para a determinação as frequências de defeitos de rolamentos foram publicadas em 1939 em “*The Mechanical Engineers Handbook*”. As medições práticas para a comprovação destas fórmulas só foram possíveis após 1970 com o surgimento dos analisadores de frequência. Taylor (1981) apresenta resultados da análise espectral de frequências em rolamentos de esfera com defeitos, onde foi possível determinar a intensidade e o tipo de defeito existente, através dos cálculos das frequências de defeito de pista interna e elementos girantes, a partir das características físicas do rolamento e da rotação do equipamento.^[60]

As frequências associadas a cada elemento do rolamento podem ser calculadas teoricamente em função da geometria do rolamento e da frequência de rotação. Estas frequências de defeito não são harmônicas da frequência de rotação do equipamento. Considerando o anel externo fixo e anel interno rotativo, pode-se determinar as frequências de defeito de:^[102,43,59,60,65]

Gaiola (*Fundamental Train Frequency*)

$$FTF = f_{rot} \left(1 - \frac{D}{d} \cos \alpha \right)$$

(eq. 5.02)

Elementos Girantes (*Ball Spin Frequency*)

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

(eq. 5.03)

os estágios 2 e 3 de deterioração do rolamento, como definido acima.

mancal lado acionamento de um ventilador, estas figura 5.8 e 5.9 caracterizam entre espectro de frequência. Trata-se de um rolamento de esferas SKF 6320, instalado no característica de defeito de pista interna do rolamento e a figura 5.9 apresenta o A figura 5.8 mostra o espectro de envelope, com picos na frequência envelope não é eficiente, picos de defeitos desaparecem do espectro de envelope.

estágio ocorre o aumento significativo da temperatura do mancal. A técnica de As frequências de defeitos são substituídas por frequências distribuídas. Neste 4. Risco de colapso iminente – aumenta a frequência de rotação e suas harmônicas. frequência de rotação. Neste estágio o rolamento deve ser substituído.

3. Defeitos visíveis – as frequências características de defeitos começam a aparecer no espectro, inclusive com harmônicas e/ou bandas laterais relacionadas à frequência de rotação. Neste estágio o rolamento deve ser substituído.

2. Pequenos defeitos – ocorrem pequenos impactos, que excitam as frequências de 500 a 3000 Hz. No espectro de frequências normalmente são acompanhadas de e com sinais de acelerômetros piezoelétricos comuns.

1. Inícios de defeitos - aparecem as primeiras frequências de defeito, geralmente são altíssimas 20 a 60 kHz, que só podem ser detectadas através de medições especiais, não é possível diagnosticar com a aplicação das técnicas convencionais

rolamento.^[02]

manutenção. Pode-se observar quatro estágios na evolução de defeitos em um deterioração do rolamento é fundamental para a programação das intervenções de Segundo Almeida e Góz (2000) p.4.21, a determinação do estágio de

d – diâmetro dos elementos girantes

N_{bs} – nº de elementos girantes

D – diâmetro primitivo do rolamento

Onde: α – ângulo de contato

f_{rot} – frequência de rotação

$$BPFI = N_{bs} \cdot \frac{f_{rot}}{2} \left(1 + \frac{D}{d} \cos \alpha \right) \quad \text{(eq. 5.04)}$$

Pista Interna (*Ball Pass Frequency Inner Race*)

$$BPEO = N_{bs} \cdot \frac{f_{rot}}{2} \left(1 - \frac{D}{d} \cos \alpha \right) \quad \text{(eq. 5.04)}$$

Pista Externa (*Ball Pass Frequency Outer Race*)

Figura 5.9 – Espectro de Frequência Típico de Defeito de Rolamento

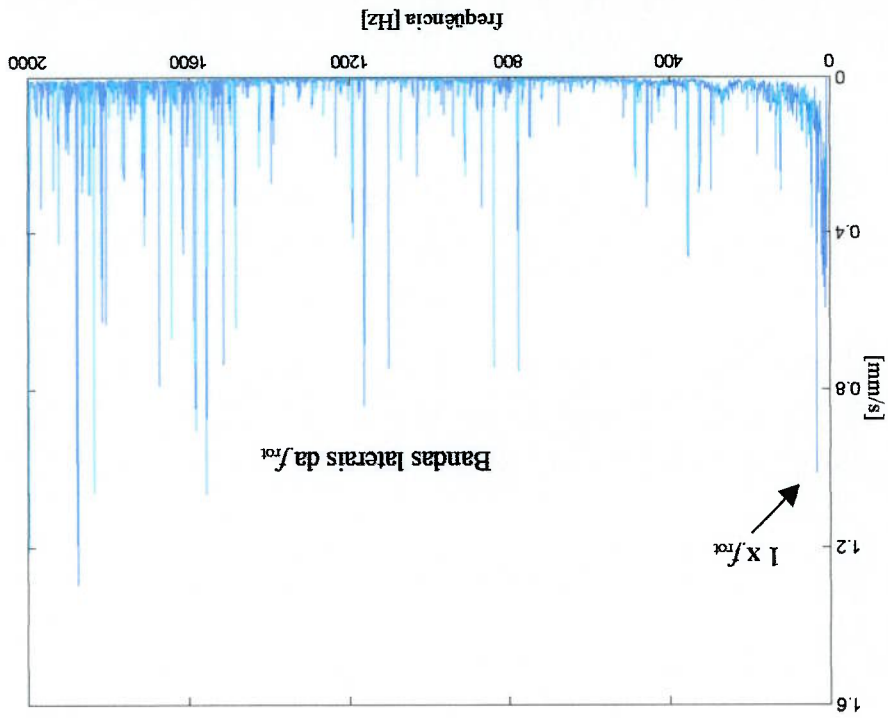
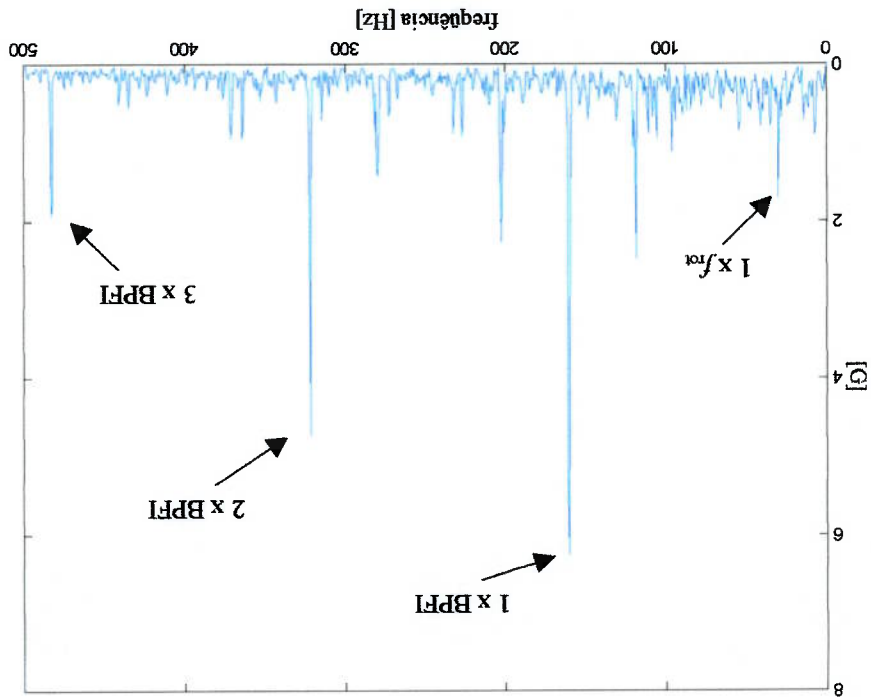


Figura 5.8 – Espectro de Envelope Típico de Defeito de Rolamento BPFI



5.1.4. Folgas Mecânicas

A vibração característica de folgas mecânicas não ocorre sem que haja outras forças excitando o equipamento, tais como desalinhamento, desbalanceamento entre outras. O efeito da condição de folgas mecânicas é a diminuição substancial rigidez da estrutura. Normalmente as vibrações devido às folgas mecânicas manifestam-se na frequência de rotação da máquina e suas múltiplas harmônicas, podendo ocorrer um pico na metade da frequência de rotação.^[02,37,65]

As origens das folgas mecânicas podem ser:^[02]

- ✓ falta de rigidez da fundação, base ou apoio do equipamento;
- ✓ parafusos soltos, trincas nos pedestais ou nos próprios mancais; e
- ✓ fixação inadequada entre as partes da máquina, por exemplo entre eixo e anel interno do rolamento.

A figura 5.10 apresenta um espectro de frequência característico de defeito devido a folgas mecânicas, múltiplos harmônicos da f_{rot} e $1/2 \times f_{rot}$.

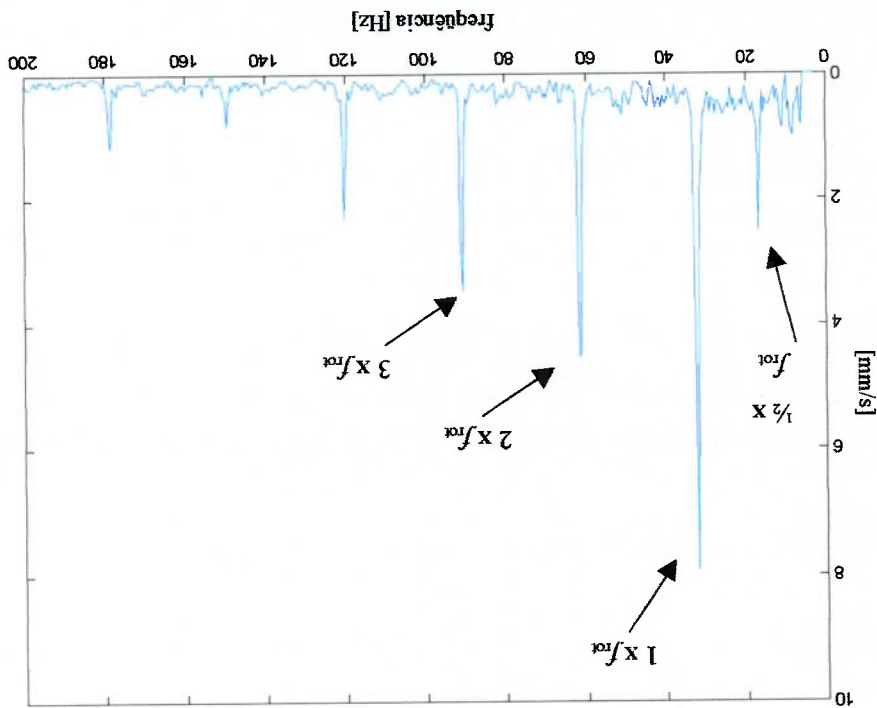


Figura 5.10 – Espectro de Vibração Típico de Folgas Mecânicas

5.1.5. Defeitos de Engrenamento

Os problemas de vibração em engrenagens normalmente são identificados por sua frequência característica, chamada frequência de engrenamento f_{eng} .

$$f_{eng} = f_{rot} \cdot Z \quad (\text{eq. 5.02})$$

Onde: f_{rot} = frequência de rotação

Z = número de dentes da engrenagem

As causas do aumento dos níveis de vibração na f_{eng} estão relacionadas a:

- ✓ desgaste excessivo dos dentes da engrenagem;
- ✓ erros de ajuste de montagem (desalinhamento, folga excessiva, etc);
- ✓ imprecisão de fabricação da engrenagem; e
- ✓ material estranho entre os dentes.

A figura 5.11 apresenta um espectro de vibração com frequências características de defeito de engrenamento.

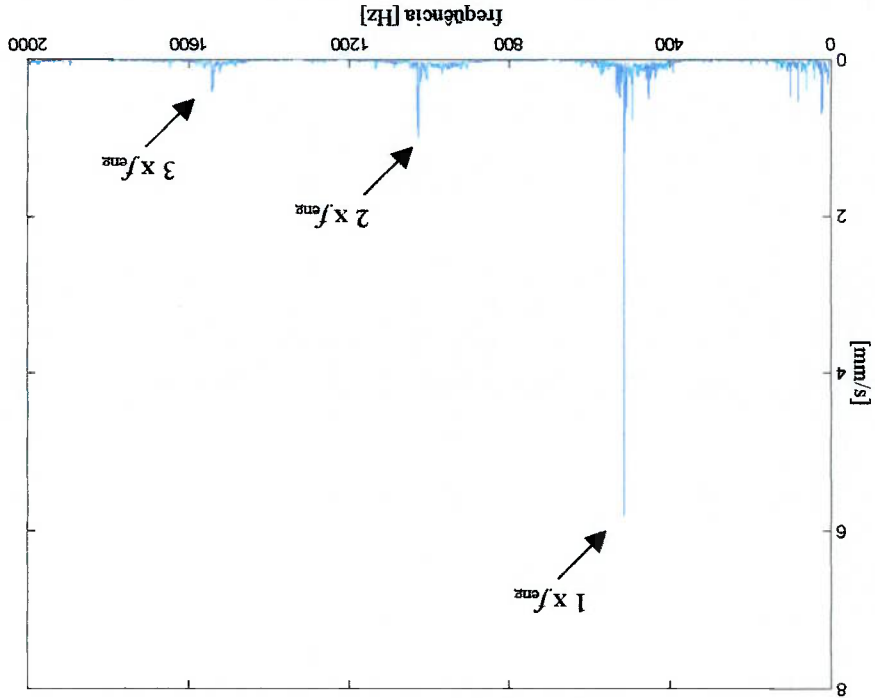


Figura 5.11 - Espectro de Vibração Típico de Defeito de Engrenamento

Defeito	RMS	Espectro de Frequência	Envelope
Desbalançamento	Sempre aumenta	$1 \times f_{rot}$	Normalmente não é empregado
Desalinhamento	Sempre aumenta preferencialmente na direção axial, mas também na radial	$1 \times f_{rot} - 2 \times f_{rot}$ principalmente, também pode ocorrer $3 \times f_{rot}$ e múltiplos harmônicos com menor intensidade	Normalmente não é empregado
Folgas Mecânicas	Intensidades variadas nas direções distintas (geralmente maior valor na vertical)	$1/2 \times f_{rot}$ e múltiplos harmônicos da f_{rot}	Normalmente não é empregado
Rogamento em mancais de deslizamento	Normalmente não apresenta alterações significativas	$1/2 \times f_{rot} - 1 \times f_{rot} - 1 1/2 \times f_{rot} - 1 \times f_{rot} \dots$	Normalmente não é empregado
Flutuação do eixo (rodopio) em mancais de deslizamento	Normalmente não apresenta alterações significativas	Apresenta um pico na faixa de frequência de $0,42$ a $0,45 f_{rot} \dots$	Normalmente não é empregado
Correas	Normalmente não apresenta alterações significativas	$1 \times f_{correa} - 2 \times f_{correa} - 3 \times f_{correa} \dots$ $f_{correa} = \frac{\pi \times \text{diâmetro da polia}}{60} \times \text{comprimento da correa}$	Normalmente não é empregado

Tabela V.2 – Diagnósticos de Defeitos Comuns em Equipamentos Industriais

A tabela V.2 apresenta um resumo dos diagnósticos dos defeitos de maior incidência em máquinas e equipamentos através dos parâmetros RMS, espectro de frequência e espectro de envelope. [02,13,65]

5.1.6. Diagnósticos de Defeitos Usuais na Indústria

Tabela V.2 – Diagnósticos de Defeitos Comuns em Equipamentos Industriais

(continuação)

Defeito	RMS	Espectro de Frequência	Envelope
Defeito de engrenamento	Sempre aumenta na direção radial, e também axial para engrenagens helicoidais	Normalmente a f_{eng} possui bandas laterais relacionadas a f_{rot} . Deve-se observar a faixa de frequência do filtro utilizado	Pode-se identificar a f_{eng} e múltiplos harmônicos das f_{rot} .
Defeito de rolamento	Aumenta nas fases avançadas de degradação do rolamento. Insensível a defeito da gaiola	Picos não harmônicos da rotação, que indicam defeito de elementos grandes BSF, anel externo BFO e anel interno BFI, que variam de 4 a $11 \times f_{rot}$. Defeito de gaiola pode ser observado em $0,4 \times f_{rot}$. Pode ser próximos a 5 kHz devido a excitação das frequências naturais do rolamento.	de defeito no estágio inicial BFI, BSF e FTF de defeitos BFO, BFI, BSF e FTF
Cavitação	Dependendo da faixa de frequência de medição pode não alterar significativamente	Frequências distribuídas de 3 a 5 kHz	Normalmente não é empregado
Defeito em motor elétrico	Normalmente não apresenta alterações significativas	Pico em 120 Hz, 60 e 240 Hz também podem aparecer. Pode apresentar bandas laterais a f_{rot} correspondente a frequência de escoressamento do motor elétrico. Em altas frequências aparecem bandas laterais de 120 Hz	Normalmente não é empregado.
Batimento	Variável, depende do momento da aquisição do sinal	Normalmente é causado por máquinas próximas fisicamente com rotações quase iguais. Pode ser observado no sinal de tempo	Normalmente não é empregado.
Ressonância	Depende da frequência de excitação	Frequência de ressonância depende do projeto do equipamento.	Normalmente não é empregado.

5.2. Tendências da Manutenção Preditiva Através da Análise de Vibrações

Apesar do grande avanço técnico da manutenção preditiva com o uso da análise de vibrações, ainda se pode melhorar bastante a eficiência nos diagnósticos de falhas nas indústrias. Para isto é preciso aplicar as mais recentes tecnologias, investir em novos instrumentos e equipamentos de monitoramento e buscar ferramentas que contribuam no desempenho dos profissionais que atuam nesta área.

Al-Najjar (1999) apresenta um estudo de casos de análise de falhas em rolamentos de cilindros secadores de duas máquinas de papel da Suécia, com uso de espectros de frequência de sinais de vibrações que identifica os tipos e a intensidade dos defeitos encontrados: anel interno, anel externo, elementos girantes e gaiola. Segundo Al-Najjar (1999), a criticidade da condição do equipamento é analisada subjetivamente no espectro de frequências e a vida útil potencial dos rolamentos poderia ser aumentada com uma melhoria na análise. Algumas sugestões e recomendações são apresentadas, a fim de melhorar os resultados, dentre as quais pode-se citar:¹⁰⁵¹

- ✓ Estabelecer uma política de manutenção preditiva baseado na relação custo-benefício;
- ✓ Diminuir o intervalo de tempo entre as de medições de vibrações;
- ✓ Aumentar a resolução do espectro de frequência, ou seja, maior número de linhas;
- ✓ Analisar e registrar as características operacionais do equipamento no momento da aquisição dos dados;
- ✓ Analisar as falhas prematuras e identificar suas causas raízes;
- ✓ Melhorar o histórico de manutenção do equipamento; e
- ✓ Melhorar os parâmetros de análise e os níveis de alarmes utilizados.

Dunn (2002) discute sobre as tendências da manutenção preditiva para o século 21, dentre as quais pode-se destacar: desenvolvimento de sensores com melhor desempenho e menor custo; instalação de sensores no projeto de equipamentos; desenvolvimento de sistemas de diagnósticos automáticos; e maior

interface dos sistemas de monitoramento com os sistemas de controle operacional dos equipamentos.^[17]

5.2.1. Sistemas de Monitoramento On-line

Sistemas de monitoramento permanente, ou *on-line* como são mais conhecidos, são a evolução lógica e economicamente justificável dos sistemas de monitoramento via coletores de dados. O alto valor da produção e dos equipamentos de produção justifica o monitoramento contínuo. A alta capacidade de monitoramento desses sistemas permite que defeitos de máquinas sejam identificados em seu início e possam ser tratados mais de perto, ou seja, é possível diminuir os intervalos de medição e análise. O mais importante, é que ações corretivas podem ser programadas de modo otimizado, minimizando custos de manutenção e perdas de produção. Os sistemas de monitoramento permanente permitem também que mão de obra qualificada em monitoramento gaste mais tempo em análises de defeitos de máquinas e menos tempo coletando dados. Outro benefício é a alta qualidade dos dados coletados e o aumento da segurança dos empregados.^[56]

Os sistemas consistem basicamente em instalar permanentemente sensores de vibração nos pontos que se deseja monitorar, conectados diretamente a um computador, o qual possui um software desenvolvido para analisar e gerenciar os dados coletados, conforme mostrado na figura 5.12.

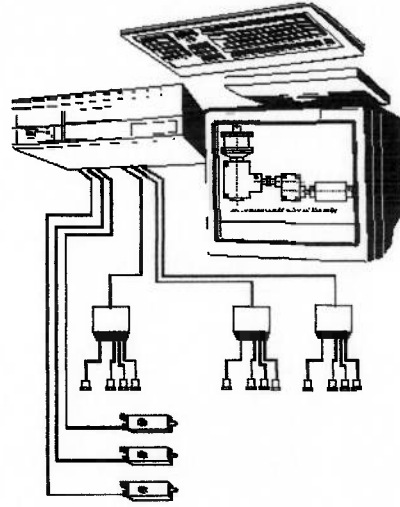


Figura 5.12 – Sistema de Monitoramento On-line de Vibrações

O custo dos instrumentos de medição tais como sensores, cabos, conectores e analisadores vêm sofrendo uma gradativa redução à medida que aumentam as quantidades produzidas. Deste modo, a tendência das indústrias é utilizar cada vez mais o monitoramento on-line, uma vez que a maior barreira é o alto valor do investimento inicial em equipamentos de medição. Atualmente o custo médio de implantação de um sistema de monitoramento on-line de vibração está entre US\$ 500,00 e US\$ 1.000,00 por ponto de medição.

5.2.2. Sistemas de Diagnósticos Automáticos

Os programas de manutenção preditiva através da análise de vibrações empregados nas indústrias de papel do Brasil são extremamente dependentes da interpretação dos analistas de vibrações para a determinação dos diagnósticos de falhas e, conseqüentemente, para a tomada de decisão para as ações de manutenção. A falta de mão-de-obra qualificada preparada para a função de analista de vibrações, obriga a formação de pessoas para esta função, fato que implica em muito tempo de treinamento e requerem sólida experiência prática para se obter resultados confiáveis. Nos dias atuais, as máquinas são cada vez mais complexas e requerem sistemas de manutenção automatizados para a identificação das causas de anormalidades. Um grande número de pesquisadores tem estudado a aplicação de sistemas de diagnósticos automatizados de falhas, demonstrando resultados positivos em suas pesquisas.

Segundo Tandon e Choudhury (1999) redes neurais artificiais têm surgido como uma ferramenta popular para processamento de sinais e classificação do tipo de defeitos, adequados aos programas de monitoramento condicional. Rede neural artificial pode ser definida como um modelo matemático da mente humana, que é capaz de aprender e solucionar problemas; o sistema consiste na coleta de modelos paramétricos de rolamento”, assim com um preciso algoritmo, com rede neural, pode-se determinar o tipo de falha de rolamento.^[59]

Javadpour e Knapp (2003) mostram a implementação de um modelo de sistema automatizado de diagnóstico de falhas para monitoramento condicional de máquinas, utilizando lógica Fuzzy. Em seguida, são realizadas as avaliações do

modelo, com sinais simulados e com dados experimentais coletados em laboratório. Os resultados obtidos foram de 95% de acerto para os sinais simulados e 99% para os dados coletados padrões (sem defeitos) e 100% para os dados coletados com defeitos.^[27]

Padovese (2002) apresenta uma contribuição para a automatização de diagnóstico de falhas em plantas industriais, através da discussão sobre a aplicação de redes neurais para a detecção de defeitos de rolamentos e engrenagens. Os resultados comprovam a eficácia dos dois métodos apresentados *Multilayer Perceptron e Probabilística*, que obtiveram erro nulo de diagnóstico para a grande maioria dos casos avaliados.^[43]

Bissessur, Martin e Morris (1999) apresentam um estudo sobre a utilização de redes neurais para detecção de defeitos em feltros de máquinas de papel. Foram realizadas medições de aceleração (sinal no tempo) por um período de cinco meses com coletas de sinais diárias. O sinal no tempo e o espectro de envelope foram utilizados como parâmetros de análise. Os resultados apresentados indicaram cerca de 90% de classificações corretas com a utilização de redes neurais.^[99]

Atualmente existem sistemas de diagnósticos automáticos disponíveis no mercado, entre os quais pode-se citar o *Machine Analyst* da empresa SKF. Estes sistemas tem sido muito pouco utilizados porque não apresentam confiabilidade e precisão nos resultados, não dispensando o trabalho do analista de vibração. A grande dificuldade da implantação dos sistemas de diagnóstico automático é a diversidade de equipamentos existentes na indústria, além de inúmeras variáveis, que são difíceis de serem equacionadas dentro de um ambiente industrial, entre as quais pode-se citar: variações de processo, programações de produção variáveis, deficiência nas intervenções de manutenção e até as falhas de comunicação inerentes às organizações industriais. Faz-se necessário insistir na implementação destes sistemas para torná-los aplicáveis na indústria.

6. MÉTODO DE SINAIS RESIDUAIS

6.1. Transformações Homomórficas

Segundo Padovese (2002), “um sinal pode ser visto como sendo umas das várias leituras possíveis do resultado da perturbação de um sistema ou da interação deste com outros sistemas físicos. Dependendo de como estes sistemas interagem entre si, a informação relevante contida no sinal pode ser analisada ou modelada de maneira diferente. Existem três formas básicas comuns de interação entre dois sistemas físicos: aditiva, multiplicativa e convolutiva. “Sinais definidos por estes três tipos de relação podem ser transformados de maneira a serem representados por uma relação algébrica linear entre si. Esta classe de sinais ou sistemas, que obedecem ao princípio generalizado de superposição, é chamada de sistema homomórfico”^[43]

$$\left. \begin{array}{l} s = x + y \\ s = x \cdot y \\ s = x \otimes y \end{array} \right\} \begin{array}{l} \xleftarrow{\text{Transformação Homomórfica}} \\ \xleftarrow{\text{Transformação Homomórfica}} \\ \xleftarrow{\text{Transformação Homomórfica}} \end{array} \begin{array}{l} \hat{s} = \hat{x} + \hat{y} \\ \hat{s} = \hat{x} \cdot \hat{y} \\ \hat{s} = \hat{x} \otimes \hat{y} \end{array} \quad (\text{eq. 6.01})$$

“Para cada um destes três casos é possível encontrar uma particular transformação cujo resultado será a adição dos dois componentes formadores do sinal (s). Para o primeiro caso, qualquer transformação linear será uma transformação homomórfica. Para o segundo caso, uma transformação homomórfica adequada é o logaritmo, supondo por enquanto que os sinais x e y são positivos. Esta restrição poderá ser superada, através de uma definição de logaritmo complexo, o que possibilita a extensão desta operação homomórfica a sinais complexos (e portanto aos sinais reais). Por fim uma transformação homomórfica para o terceiro caso é a transformação cepstral”, que será abordada no item seguinte.^[43]

A representação homomórfica de sistemas foi primeiramente proposta por Oppenheim em 1967.^[43]

6.2. Sinais Residuais

“Todo método de diagnóstico é realizado através da comparação do sinal em análise com um modelo (conhecimento prévio do comportamento de falhas) ou com um sinal ou característica padrão que representa o estado normal. Na detecção de falhas através do RMS, conforme discutido anteriormente compara-se este valor calculado do sinal em análise com um valor constante de alguma norma vigente ou com um valor padrão pré-estabelecido”^[43]

Sendo $n(t)$ um sinal que descreve o comportamento normal e $d(t)$ a assinatura mecânica característica da falha, o sinal $s(t)$, oriundo do sistema ou processo em condição de falha, pode ser representado na forma de uma das três relações da equação 6.01. Como comentado anteriormente, estas relações podem ser transformadas de maneira a poder-se representá-las sob uma mesma forma aditiva. Assim, é possível isolar a componente característica do defeito, através da diferença entre o sinal a ser analisado e o sinal normal, como mostram as seguintes equações:^[43]

$$(eq. 6.02) \quad \left\{ \begin{array}{l} s = n + d \\ s = n \cdot d \\ s = n \otimes d \end{array} \right. \xleftarrow{\text{Transformação Homomórfica}} \hat{s} = \hat{n} + \hat{d} \Leftrightarrow \hat{d} = \hat{s} - \hat{n}$$

Uma vez definido o sinal \hat{d} , pode-se, através de transformação homomórfica inversa, obter o sinal $\tilde{d}(t)$. A este sinal resultante dá-se o nome de sinal residual.

$$(eq. 6.03) \quad \hat{d} \xleftarrow{\text{Transformação Homomórfica Inversa}} \tilde{d}(t)$$

“A ideia básica por trás da utilização de transformações homomórficas é que nos sinais residuais estariam de alguma forma sendo realçadas as características informacionais da falha constante do sinal em análise, facilitando assim a sua detecção. As informações contidas num sinal a ser caracterizado são de certa forma comparadas com aquelas obtidas em condições normais do equipamento ou processo, acentuando-se a “visibilidade” de desvios em relação à normalidade”^[43]

Uma vez obtido o sinal residual, todos os parâmetros de análise de sinais, tanto no domínio do tempo quanto da frequência, usualmente utilizados na área de

monitoramento e diagnóstico para a detecção de falhas, podem ser empregados na sua análise.

6.3. Transformações Homomórficas por Convolução

Segundo Padovese (2002) p.41, tem-se que a transformação homomórfica para a operação de multiplicação é o logaritmo e que a transformada de Fourier de uma relação de convolução é uma multiplicação no domínio espectral, então se pode estabelecer que a transformação homomórfica da relação de convolução é dada por:

$$s(t) \xrightarrow{TF} S(f) \xrightarrow{\log \text{ complexo}} S(f) \xrightarrow{FTI} \hat{s}(\tau) \quad (\text{eq. 6.04})$$

Onde: $S(f)$ – Transformada de Fourier do sinal $s(t)$

$\hat{s}(\tau)$ - Cepstro complexo do sinal $s(t)$

Como geralmente $s(t)$ é uma função ou sequência real, $S(f)$ será

uma função ou sequência complexa. Portanto, o logaritmo complexo obtém-se $\hat{S}(f)$

e aplicando a transformada de Fourier inversa tem-se a função ou sequência de cepstro complexo $\hat{s}(\tau)$. Apesar desta denominação o resultado final é uma função ou

sequência real. De maneira análoga, pode-se definir a operação inversa do cepstro complexo e obter o sinal no tempo.^[43]

Portanto, para uma operação de convolução $s = n \otimes d$, pode-se escrever:

$$s = n \otimes d \xrightarrow{TF} N(f) \cdot D(f) \xrightarrow{\log \text{ complexo}} \log N(f) + \log D(f) \xrightarrow{FTI} \hat{n}(\tau) + \hat{d}(\tau) = \hat{s}(\tau) \quad (\text{eq. 6.05})$$

Assim como foi definido o cepstro complexo, pode-se definir dois casos particulares: (Maiores detalhes podem ser vistos em Padovese, 2002 e Braun, 1986 p.151-168)^[43,10]

i. *Cepstro Real*: é definido como a transformada de Fourier inversa do

logaritmo do módulo da transformada de Fourier do sinal:

$$s(t) \xrightarrow{TF} |S(f)| \xrightarrow{\log} \hat{S}(f) \xrightarrow{FTI} \hat{s}(\tau) \quad (\text{eq. 6.06})$$

ii. *Cepstro de Potência*: é definido como a transformada de Fourier inversa

do logaritmo da densidade espectral de potência do sinal:

$$s(t) \xrightarrow{TF} |S(f)|^2 \xrightarrow{\log} \hat{S}(f) \xrightarrow{FTI} \hat{s}(\tau) \quad (\text{eq. 6.07})$$

Com operação inversa do cepstro de potência não se obtém o sinal original, mas a sua função de autocorrelação. Esta é uma importante diferença entre os dois tipos de cepstro. Em problemas em que a informação da fase não é importante, o cepstro de potência pode ser utilizado com vantagem em relação ao cepstro complexo, pois permite o uso de estimadores de *DEP*'s mais representativos de sinais aleatórios.^[43]

Para obter o sinal relativo ao defeito no domínio do tempo utilizam-se as definições de cepstro para obter o sinal residual por deconvolução, dado pela seguinte operação:^[43]

$$s = n \otimes d \xrightarrow{\text{Cepstro}} \hat{s}(\tau) = \hat{n}(\tau) + \hat{d}(\tau) \Rightarrow \hat{d}(\tau) = \hat{s}(\tau) - \hat{n}(\tau) \xrightarrow{\text{Inversa do Cepstro}} \tilde{d}(t) \quad (\text{eq. 6.08})$$

Quando se emprega o cepstro complexo o sinal residual $\tilde{d}(t)$ será o sinal original $d(t)$ e para o cepstro de potência será a autocorrelação do sinal $d(t)$.

Segundo Proakis; Manolakis (1996), em processamento de sinais, o cepstro complexo é usado na prática para separar sinais que estão convoluídos. O processo de separação de dois sinais convoluídos é chamado de deconvolução e o uso do cepstro complexo para realizar a separação é chamado de deconvolução homomórfica.^[44]

6.4. Transformações Homomórficas por Adição

Baseado nas hipóteses de que um dado sistema ou processo tem um estado normal de funcionamento estável e estacionário, e de que uma anormalidade é a sobreposição da condição normal com uma assinatura mecânica originária de uma alteração por falha, pode-se escrever:

$$s = n + d \xrightarrow{\text{Transformação Homomórfica}} \hat{s} = \hat{n} + \hat{d} \Rightarrow \hat{d} = \hat{s} - \hat{n} \quad (\text{eq. 6.09})$$

A subtração indicada na equação 6.02 dificilmente poderá ser realizada no domínio temporal, sobretudo devido ao problema de fase existente entre os sinais envolvidos na operação. Esta operação pode ser viabilizada passando-se ao domínio da frequência. Desta maneira uma transformação homomórfica adequada para este caso é a Transformada de Fourier, que possibilita o desacoplamento da informação de amplitude e de fase.^[43]

Se o sinal a ser caracterizado $S(f)$, for um sinal obtido em condição normal de equipamento, o espectro residual deverá ser nulo ou próximo de zero. Caso surja uma anormalidade devido à alteração da condição do equipamento ou processo, o espectro residual apresentará um espectro com bandas se destacando.

domínio temporal:

Utilizando a Transformada de Fourier Inversa, obtêm-se o sinal residual no

$$D(f) \xrightarrow{FT} \tilde{d}(t) \quad \text{(eq. 6.12)}$$

Utilizando a Transformada de Fourier Inversa, obtêm-se o sinal residual no domínio temporal:

Utilizando a Transformada de Fourier Inversa, obtêm-se o sinal residual no domínio temporal:

Utilizando a Transformada de Fourier Inversa, obtêm-se o sinal residual no domínio temporal:

Utilizando a Transformada de Fourier Inversa, obtêm-se o sinal residual no domínio temporal:

Utilizando a Transformada de Fourier Inversa, obtêm-se o sinal residual no domínio temporal:

$$S(f) = N(f) + D(f) \xrightarrow{FT} s(t) = n(t) + d(t) \quad \text{(eq. 6.10)}$$

$$D(f) = S(f) - N(f) \xrightarrow{FT} \tilde{d}(t) \quad \text{(eq. 6.10)}$$

6.5. Energia Residual

Almeida, Vicente e Padovese (2001) propuseram o conceito de Energia residual (ER) como um parâmetro escalar de avaliação da severidade de vibração, a fim de detectar precocemente defeitos em rolamentos, e eventualmente, indicar o tipo de falha. Foram apresentados com sucesso resultados de detecção de defeitos em rolamentos de esfera (corrosão, crateras e riscos). A energia residual foi determinada a partir do espectro residual, obtido por transformação homomórfica por subtração, assim como descrito anteriormente no item 6.4, e aplicando a seguinte expressão:^[04]

$$ER = \int_f^0 \hat{D}(f) \cdot df \quad (\text{eq. 6.13})$$

onde: $\hat{D}(f)$ - espectro residual

Padovese (2002) define energia residual (ER) como sendo a energia contida no sinal residual, que pode ser obtida pela seguinte expressão:

$$ER(\tilde{d}) = RMS[\tilde{d}] \quad (\text{eq. 6.14})$$

Onde: \tilde{d} = sinal residual no domínio do tempo

A princípio é indiferente a expressão a ser utilizada para determinação da energia residual, desde que represente a energia de vibração contida no sinal no domínio do tempo ou da frequência, e que seja determinada da mesma forma para os sinais em diferentes condições analisadas.

6.6. Pontos Críticos do Método de Sinais Residuais

6.6.1. Alterações de Condições Operacionais

O sinal residual é sensível às variações das condições de operação do equipamento e do processo, que não caracterizam detecção de defeitos, mas que não estavam presentes na condição normal (de referência). Este fato também ocorre com parâmetros escalares convencionais de avaliação do nível de severidade de vibrações, tais como o RMS, Fator de Crista etc.

6.6.2. Variação de Rotação

O sinal residual é sensível às variações de rotação do equipamento. Pequenas variações de rotação, que são inferiores ao limite de resolução do gráfico do espectro em frequência, não interferem na determinação da energia residual. Via de regra, pode ser aplicada aos equipamentos com rotações fixas, ou seja, acionados por motores assíncronos sem inversores de frequência. A figura 6.1 apresenta um exemplo de espectros de frequência de um mesmo equipamento real, porém com rotações diferentes.

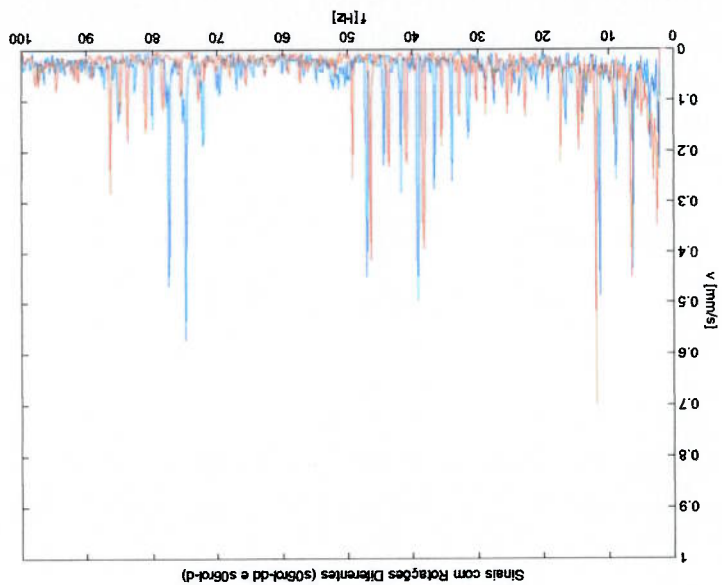


Figura 6.1 - Espectros de Frequência com Diferentes Rotações

A figura 6.2 apresenta o espectro residual obtido pela subtração dos espectros provenientes da diferença de rotação, pois os valores negativos e positivos são subsequentes quando deveriam ser coincidentes, pois representam o mesmo fenómeno físico.

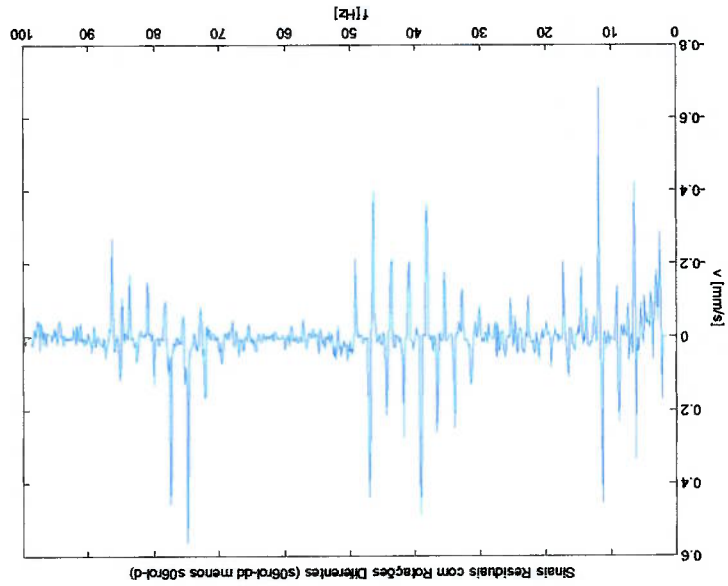


Figura 6.2 – Espectro Residual com Diferentes Rotações

6.6.3. Presença de ruídos

O método da energia residual é sensível à presença de ruídos contidos nos sinais com defeitos ou normais. O nível de ruído sempre pode ser eliminado ou diminuído através de médias espectrais ou filtragem.

A figura 6.3 ilustra os espectros de frequência (*FFT*) de dois sinais, sendo que um deles apresenta maior nível de ruído em baixas frequências. Na determinação do espectro residual por subtração os maiores valores correspondem ao ruído (ver figura 6.4), portanto implica em sinais residuais que não caracterizam a condição do equipamento.

Figura 6.4 – Espectro Residual Destacando Ruído em Baixas Frequências

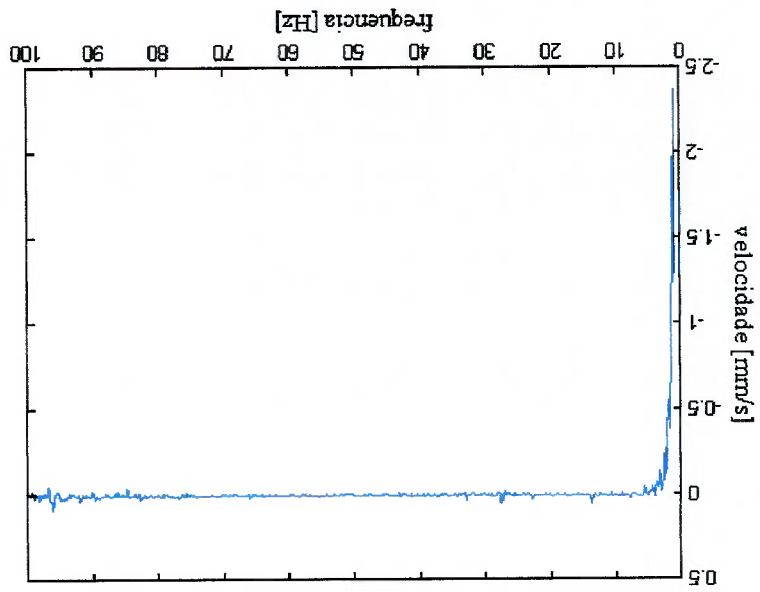
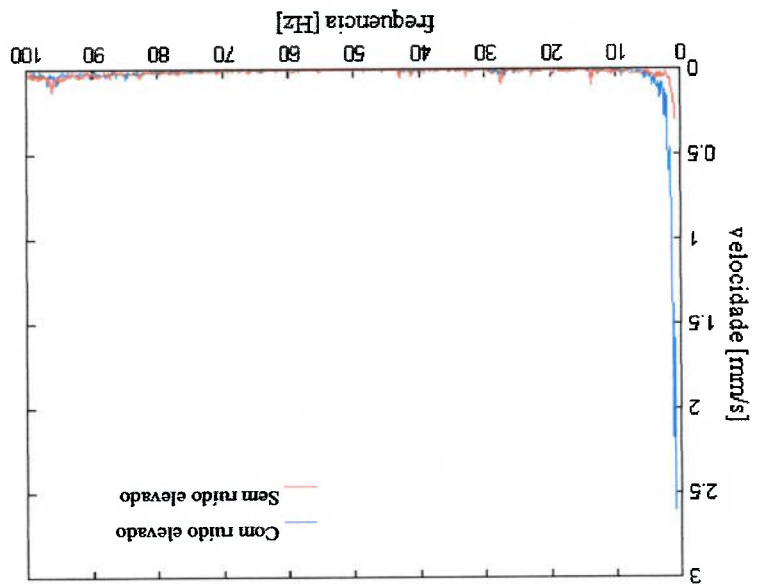


Figura 6.3 – Espectros de Frequência com Ruído



A fábrica de celulose é caracterizada por um processo industrial contínuo e com muitas características de plantas químicas, que envolvem muita transferência de produtos através de bombeamento. Por se tratar de processos operacionais ininterruptos, uma falha em qualquer equipamento rotativo geralmente implica em redução ou perdas de produção. O escopo deste estudo resume-se na análise em programas de manutenção preditiva através de vibrações empregados em duas grandes empresas brasileiras de papel e celulose a partir de sinais de vibrações

centrífugas, exaustores, etc. processo operacional da máquina de papel, por exemplo bombas de vácuo, bombas que não fazem parte do “corpo da máquina”, porém são fundamentais para o papel. As máquinas de papel contêm também uma série de equipamentos auxiliares, enrolamento do papel. A figura 7.1 apresenta uma visão geral de uma máquina de engloba todo o setor de secagem do papel, desde o primeiro cilindro secador até o compreende os setores de desaguamento e prensagem do papel e a parte seca, que Uma máquina de papel é dividida basicamente em duas: parte úmida, que de vibrações, mas que foram comprovadamente evidenciados.

defeitos, que foram detectados ou não pela manutenção preditiva através da análise equipamentos industriais convencionais, com rotações constantes e que apresentaram monitorados quanto aos níveis de vibração. Neste trabalho nos atentaremos para conjuntos grandes acionados, ou seja, são equipamentos rotativos que podem ser Em uma indústria de grande porte, pode-se ter na ordem de 4.000 até 10.000 bombas centrífugas, ventiladores, compressores de ar, motores elétricos entre outros. industriais normalmente encontrados em uma indústria de papel e celulose, tais como Foram selecionados diversos casos de defeitos localizados em equipamentos

7.1. Abrangência do Estudo Experimental

7. MATERIAIS E MÉTODOS EXPERIMENTAIS

dos bancos de dados reais destas empresas. As figuras 7.2, 7.3 e 7.4 apresentam exemplos de equipamentos, cujos dados de vibração serão estudados.

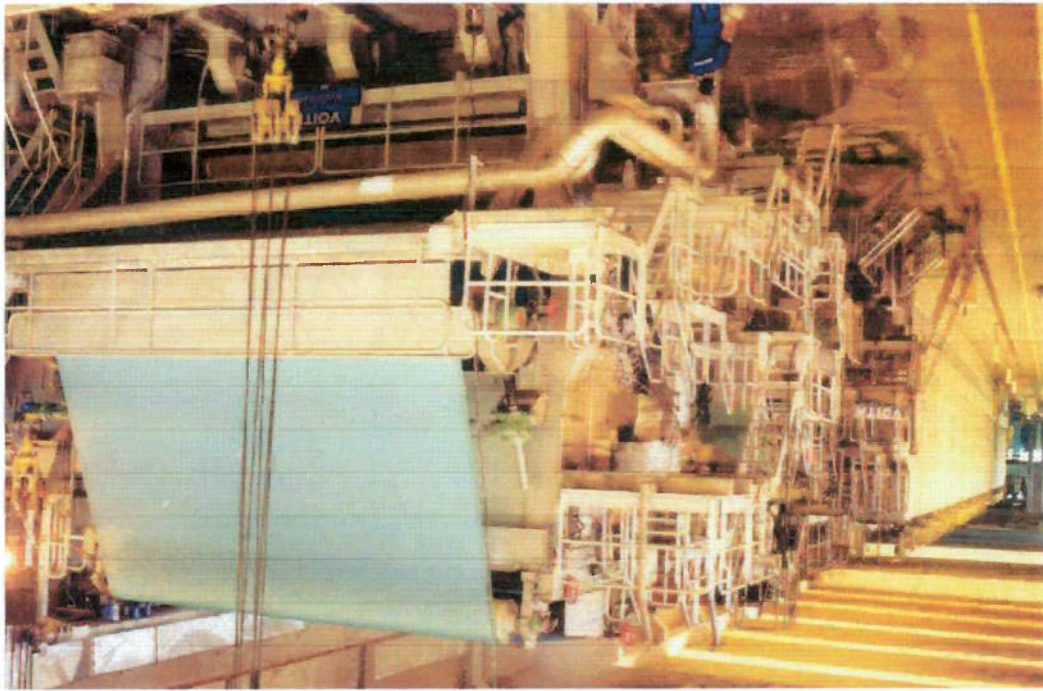


Figura 7.1 – Visão Geral de uma Máquina de Papel

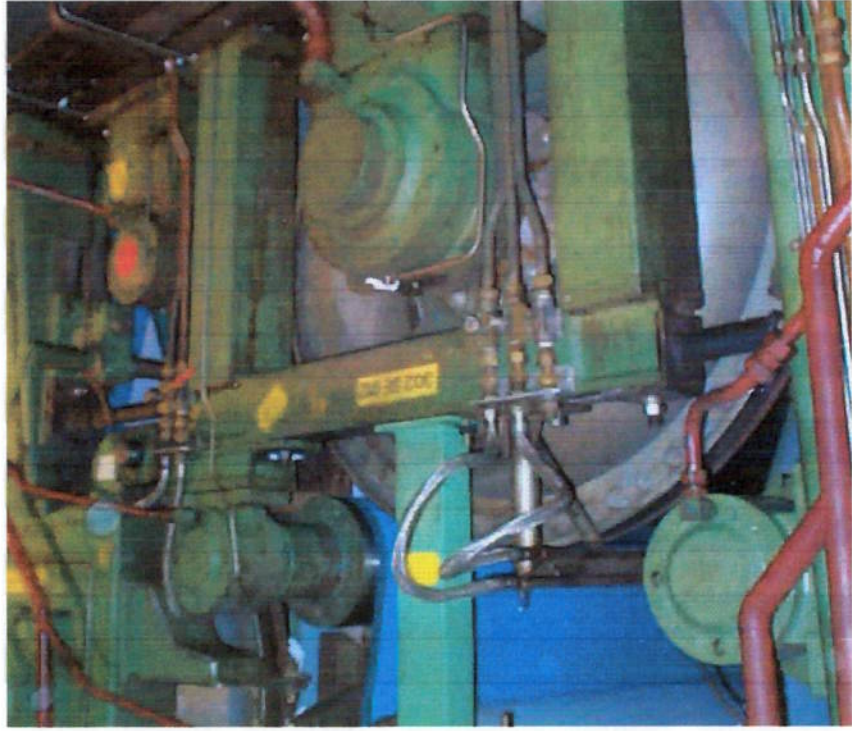


Figura 7.2 – Mancais de Cilindros Secadores de uma Máquina de Papel

Figura 7.4 – Ventilador Instalado em uma Fábrica de Celulose

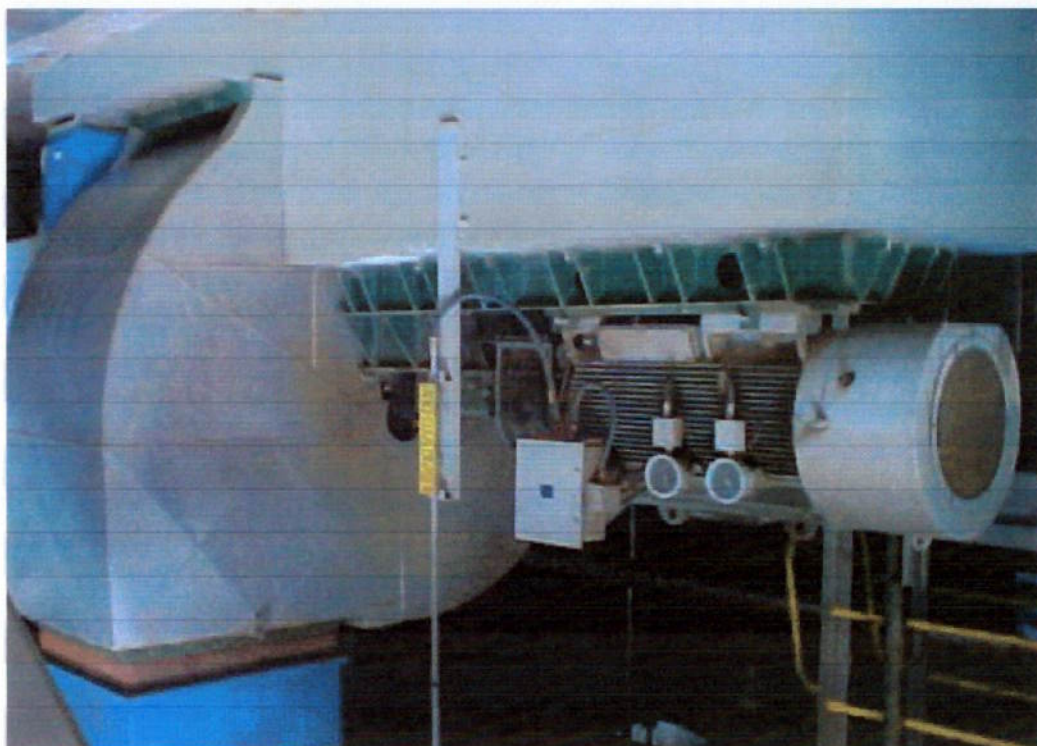
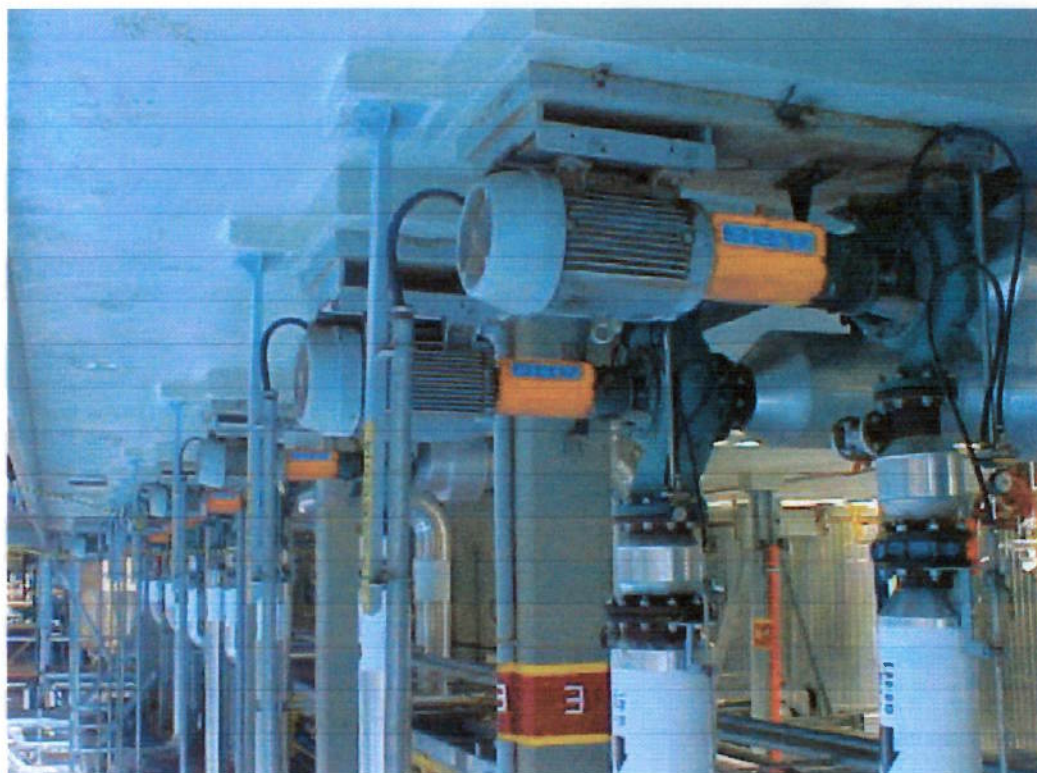


Figura 7.3 – Bombas Centrífugas de uma Fábrica de Celulose



7.2. Procedimento de Análise de Vibrações e Diagnóstico de Falha

Os programas de manutenção preditiva através da análise de vibrações na maioria das indústrias utilizam coletores e Analisadores de dados portáteis, acoplados a um acelerômetro piezoelétrico. A figura 7.5 mostra o coletor e analisador *SKF CMAVA10*, que é equipamento portátil utilizado para a aquisição e processamento de dados de vibração estudados neste trabalho e o acelerômetro *SKF CMSS 787*, cuja sensibilidade é 100 mV/g e faixa de frequência entre 3 a 10k Hz com menos de 10% de variação.^[54]



Figura 7.5 – Instrumentos Utilizados na Análise de Vibrações

O processo de análise inicia-se na coleta dos dados de vibração em campo e com a inspeção sensível do equipamento, onde também são utilizados os sentidos humanos para avaliação da condição geral dos equipamentos (visão, audição, olfato e tato). Esta etapa é fundamental para o analista de vibrações, pois o contato com o equipamento pode revelar características importantes que ajudam no diagnóstico da falha e na decisão de intervenção da manutenção do equipamento. A figura 7.6 ilustra como é feita a coleta de dados em campo, e pode-se perceber que é bastante prático e não requer nenhum preparo especial.

Figura 7.7 – Transferência de Dados de Vibrações para Microcomputador



Posteriormente, os dados coletados são transferidos para o banco de dados e armazenados em um microcomputador. A figura 7.7 mostra a transferência da coletor de dados portátil para o microcomputador.

Figura 7.6 – Coleta de Dados e Inspeção Sensitiva



O Prism4®, desenvolvido pela SKF, é um programa de computador dedicado ao gerenciamento de dados e a apresentação das informações necessárias ao analista de vibrações, que otimiza a elaboração de gráficos de espectros em frequência, curvas de tendências dos níveis de vibrações com o tempo, comparação entre as diversas medições, além de permitir o registro e controle ordenado das atividades previstas no programa de manutenção preditiva. A figura 7.8 mostra uma tela deste programa, onde pode ser visto exemplos dos recursos para trabalhar com os dados de

vibração.^[52]

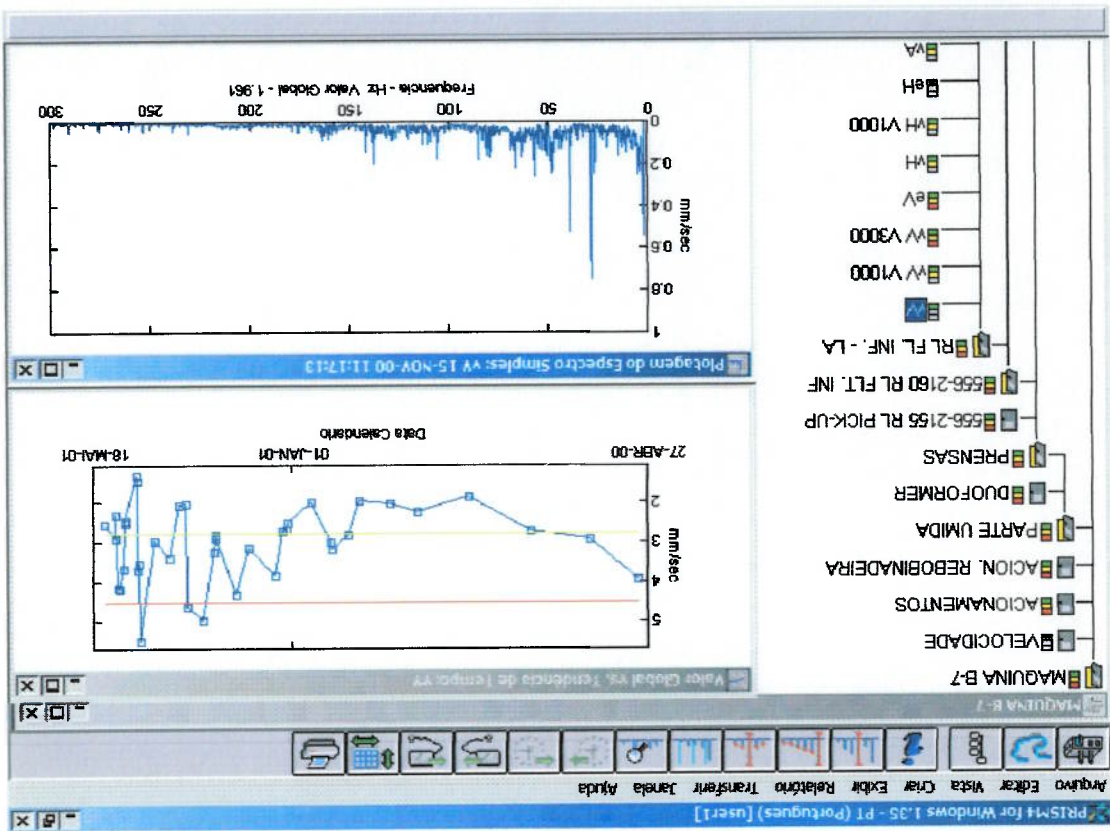


Figura 7.8 – Tela do Programa de Gerenciamento de Dados Prism4®

7.3. Ajustes de Medição e Parâmetros de Análise de Vibrações

Os coletores e analisadores de dados tratam-se de instrumentos de medição menos flexíveis que as placas de aquisição de sinais acopladas a um microcomputador. Permite o ajuste das seguintes variáveis:^[52]

Estes sinais são salvos em arquivos textos e permanecem disponíveis para serem extraídos do banco de dados a qualquer momento, desde que a seleção tenha sido feita. Os sinais de vibrações no tempo ocupam muita memória do coletor de dados e aumenta o tempo de coleta de vibração dos equipamentos, diminuindo a produtividade da equipe de trabalho. Por isso as empresas adotam gravar apenas o vetor de frequência, que representa o espectro de frequência apenas para a faixa de frequência de interesse do analista.

1. Como salvar os dados: tempo, frequência ou ambos.

2. *Faixa de Frequência*
Corresponde aos valores de frequência mínima e máxima do espectro de frequência de vibração, de interesse para a análise.

3. Modo de detecção do nível global

Nível global corresponde ao parâmetro escalar que é mostrado na curva de tendência. Pico-a-pico (amplitude máxima do sinal no tempo); RMS (Energia do sinal no tempo); ou Pico (valor máximo do sinal absoluto no tempo). Normalmente, é utilizado o RMS.

4. Sensibilidade do sensor

Depende do sensor utilizado. Normalmente vem especificado no sensor. Em todas as medições analisadas neste trabalho foi a acelerômetro com sensibilidade de 100 mV/g.

5. Tipo de Janela

Dispõe das janelas temporais de ponderação: Hanning, Uniform e Flatop. Via de regra, utiliza-se a janela Hanning, como é caso de todas as medições analisadas neste trabalho.

6. Número de linhas do espectro de frequência

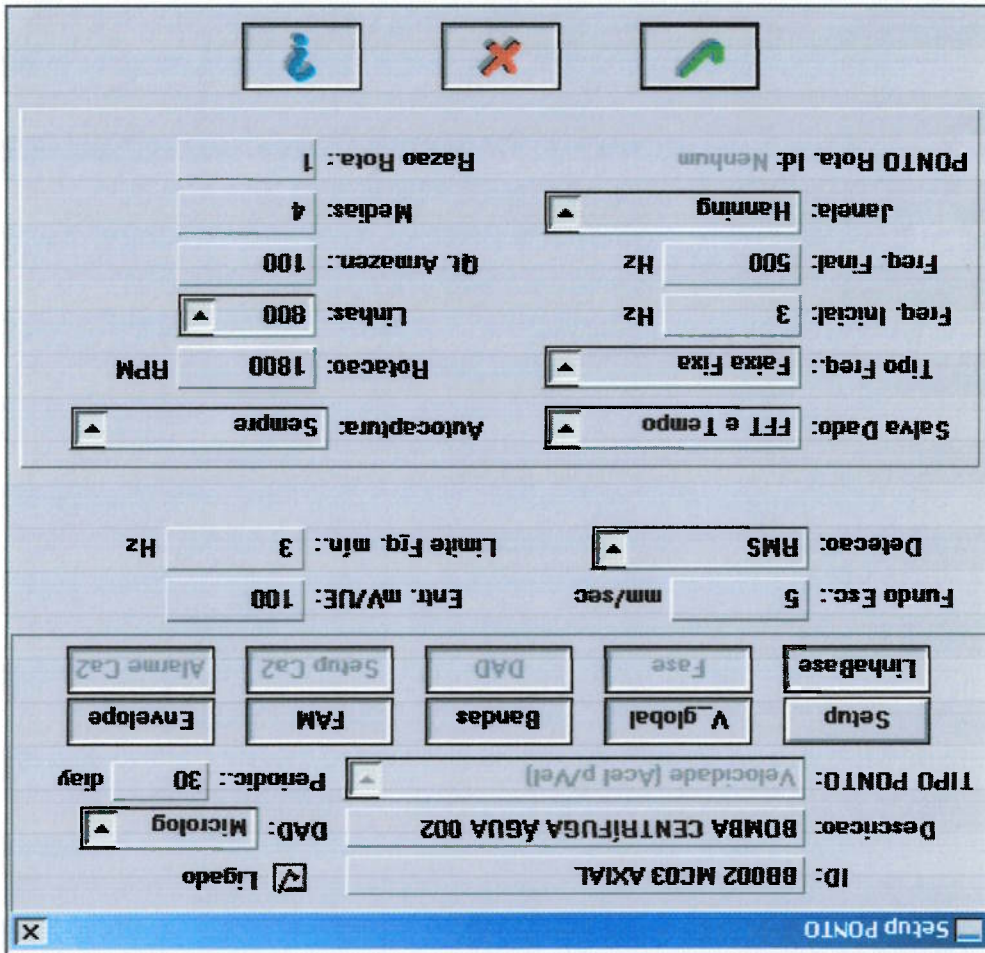
Pode-se selecionar 200, 400, 800, 1600, 3200 e 6400 linhas. A maioria das medições é feita com 800 linhas.

7. Número de médias em frequência

Pode-se definir o número de médias do espectro em frequência que se deseja. Na prática, utilizam-se no máximo 4 médias, devido ao tempo de processamento e por não apresentar mudanças significativas com maiores números de médias.

Para as medições do sinal de envelope, o coletor de dados dispõe quatro faixas de filtragem do sinal, como já discutido anteriormente no capítulo 4. No entanto, todas as medições analisadas utilizaram filtro passa-banda de 500 a 10000 Hz. Isto é justificável pois a maioria das frequências naturais dos rolamentos de equipamentos industriais encontra-se na faixa de 3000 a 5000 Hz e os demais filtros não contemplam esta faixa de frequência. É evidente que a técnica do envelope, nestas empresas, são empregadas basicamente para detecção de falhas em rolamentos.

Figura 7.9 – Tela de Ajustes de Medição de Vibração do Coletor/Analisador



A figura 7.9 apresenta modelo da tela de ajuste das variáveis de cada ponto de medição e análise de vibrações que dispõe o programa Prism4®. Os demais campos, não comentados acima, são variáveis importantes para o gerenciamento das informações dos dados de vibração coletados, níveis de alarmes e, também, sobre a gestão dos roteiros de medição.

7.4. Observações sobre Dados de Vibrações Analisados

A qualidade do diagnóstico através da análise de vibrações depende dos dados coletados junto à fonte de vibração. Durante a análise detalhada dos dados de vibração armazenados nos bancos de dados das indústrias estudadas, referentes a milhares de equipamentos, tais como bombas, ventiladores, máquinas de papel, etc, pode-se detectar as seguintes observações:

✓ Cerca de 5 a 8% das medições realizadas não foram possíveis de serem interpretadas devido à presença de ruídos ou a falhas na coleta de dados de vibração.

✓ O parâmetro escalar de análise mais utilizado (quase único) é o RMS calculado a partir do sinal no tempo. Algumas medições utilizam como parâmetro escalar o valor máximo de pico ou pico-a-pico do sinal no tempo, porém não oferecem bons resultados devido à falta de estabilidade dos valores, ou seja, não mostram a evolução do problema nas medições consecutivas.

✓ O parâmetro espectral mais utilizado é o espectro de frequência (*FHT*), que se mostra bastante eficaz para a identificação da maioria dos defeitos mecânicos em equipamentos industriais de processo. No entanto, para detecção de defeitos em rolamentos utiliza-se também o método de envelope, que apresenta bons resultados na detecção de defeitos precoces, porém o envelope mostra-se deficiente para detecção de defeitos em fase avançada, especialmente em rolamentos de grandes dimensões. A medição do sinal de envelope também apresenta um parâmetro escalar, obtido semelhantemente ao sinal bruto no tempo chamado de RMS do envelope

7.5. Procedimento Utilizado para a Determinação dos Sinais Residuais

Os sinais selecionados nos bancos de dados das indústrias terão as seguintes designações, em função do momento da coleta:

D = condição com defeito, ou seja, última medição antes do evento de manutenção
I = condição com indícios de defeito, ou seja, anterior à condição com defeito

N = condição normal, ou seja, anterior à condição com indícios de defeito, porém não havia nenhuma suspeita de defeito

R = condição de referência, ou seja, determinada pela média em frequência de três medições na condição normal do equipamento

Os parâmetros para a determinação da densidade espectral de potência e do espectro de envelope, foram pré-determinadas no momento da coleta dos dados, através do ajuste de medição para cada equipamento. Neste trabalho serão explorados apenas os dados de vibração existentes nos bancos de dados das indústrias, ou seja, não foram realizadas medições específicas para serem apresentadas. Vale ressaltar que os ajustes das variáveis de medição foram determinados antes da aquisição dos sinais.

O procedimento para os cálculos dos sinais residuais através dos conceitos de transformações homomórficas por subtração e deconvolução estão detalhadas no capítulo 6. A tabela VII.1 apresenta um resumo dos principais conceitos que serão empregados nos cálculos dos dados experimentais.

Tabela VII.1 – Resumo dos Conceitos do Método de Sinais Residuais

Adição	Deconvolução	Transformação homomórfica	Espectro Residual	Energia Residual
		Transformada de Fourier	$ S(f) - N(f) $	$ER = \int_0^f \hat{D}(f) \cdot df$
	Cepstro de Potência	$S(f) - N(f)$	$\exp\{TF[C_{pot}(s) - C_{pot}(n)]\}$	$ER = \int_0^f \hat{D}(f) \cdot df$
			$D(f)$	

A figura 7.10 apresenta as Densidades Espectrais de Potência nas condições com defeito $D(f)$ e condição de referência $R(f)$.

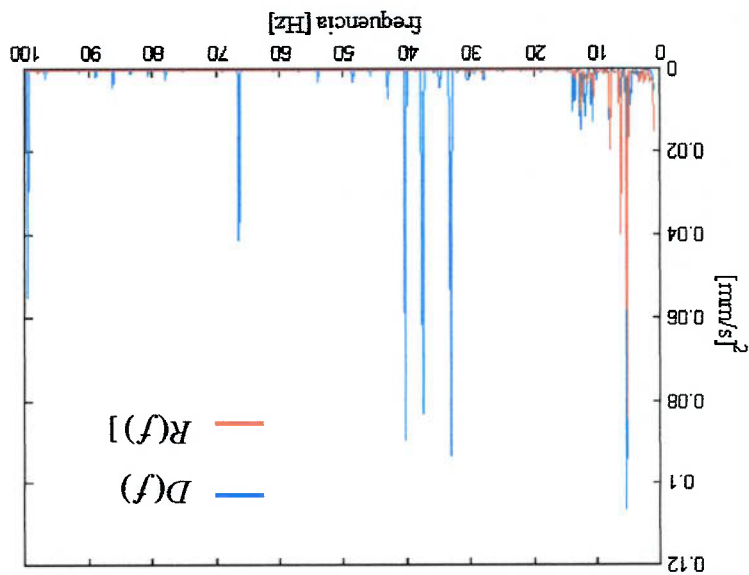


Figura 7.10 – Exemplos $D(f)$'s

A figura 7.11 apresenta o resultado da diferença entre as $D(f)$'s da condição com defeito e da condição de referência $[D(f) - D(f)]$, onde se percebe que as “diferenças” ficam destacadas.

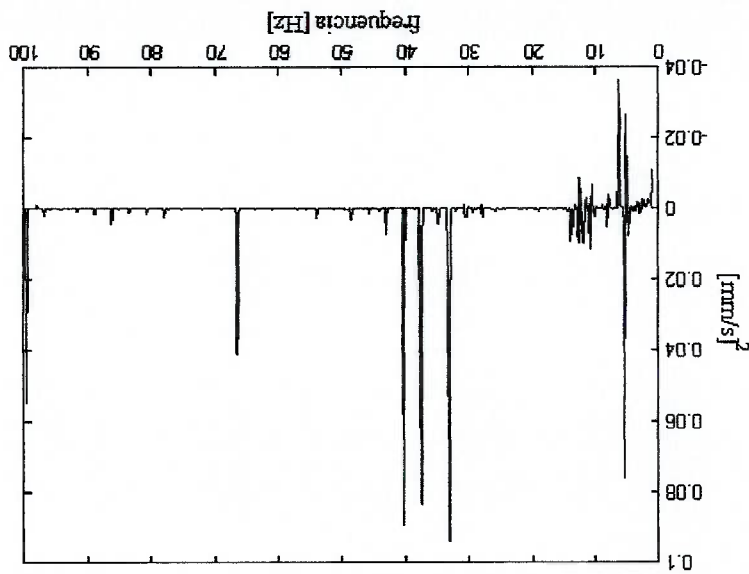
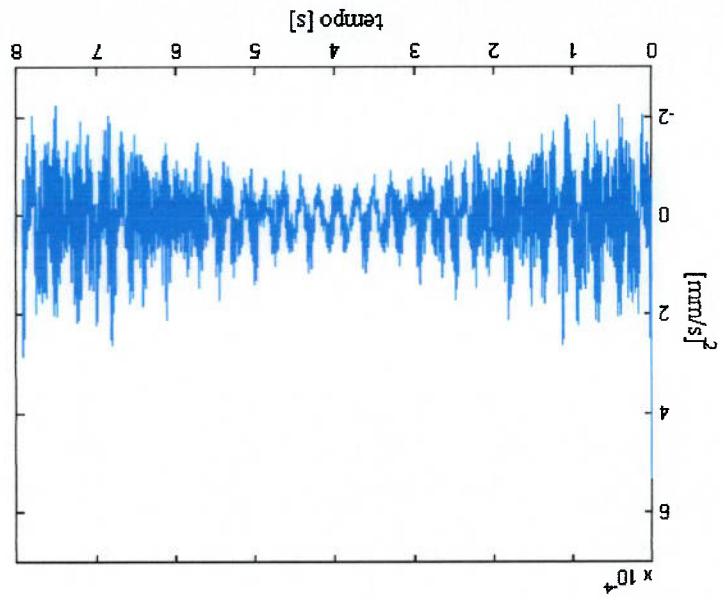


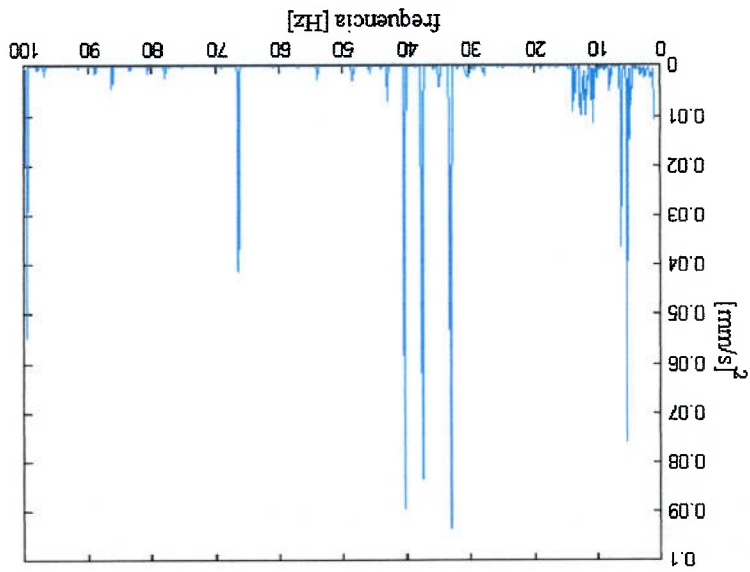
Figura 7.11 – $D(f)$ com Defeito menos $D(f)$ de Referência $[D(f) - D(f)]$

Figura 7.13 – Exemplo de Sinal Residual



Com o espectro residual mostrado na figura 7.12, que é dado pelos valores absolutos da diferença das $DEP's$ na condição com defeito e na condição de referência $|D(f) - R(f)|$, pode-se obter o sinal residual através da transformação homomórfica inversa, que no caso da subtração, é a transformada de inversa de Fourier, como já discutido no item apresentado 6.4 e mostrado na figura 7.13.

Figura 7.12 – Espectro Residual $|D(f) - R(f)|$



8. RESULTADOS E DISCUSSÃO

8.1. Defeitos em Rolamentos de Cilindros Secadores

Foram selecionados sete casos de defeitos em rolamentos de cilindros secadores de uma máquina de papel, que sofreram intervenções de manutenção no período de maio de 1999 a maio de 2003, de um total de 49 cilindros existentes na máquina de papel. Estes rolamentos tratam-se de componentes críticos, tanto pelo impacto de uma parada não programada da máquina quanto pela complexidade de manutenção envolvida. Os rolamentos são autocompensadores de rolos com furo cônico, modelo SKF/FAG 23044 C4, instalados nos mancais lado acionado da máquina de papel "B7" da Cia. Suzano de Papel e Celulose e operam com rotação em torno de 165 rpm e temperatura de 95 °C.

Os parâmetros espectrais de análise de vibrações utilizados nas indústrias estudadas para detecção de falhas em rolamentos são espectro de frequência e espectro de envelope. O espectro de frequência mostrou-se eficiente na detecção de praticamente 100% dos casos estudados, porém na maioria dos casos o rolamento já apresentava desgaste avançado, ou seja, as detecções aconteceram apenas uma ou duas medições antes da intervenção de manutenção. O parâmetro do espectro de envelope obteve sucesso em quatro dos sete casos, sendo que para a maioria dos casos detectou o defeito na fase inicial.

As medições de vibração na direção axial apresentaram melhores resultados que na direção radial, sendo que o nível global de vibração RMS tem maior incremento, em todos os casos de defeitos analisados, na direção axial.

A tabela VIII.1 apresenta as informações das medições de vibração dos rolamentos de cilindros secadores dos analisados.

Informações dos Equipamentos			Resultados		Informações dos Parâmetros de Medição						Análise de Parâmetros Espectrais						
Nº	Descrição Equip.	Rot. [rpm]	Comp. desgaste	Ponto e Direção	Houve Falha?	Tipo de Defeito Diagnosticado	Espectro de Frequência			Envelope (filtro 500-10k Hz)			Espectro de Frequência		Espectro de Envelope		Observações
							Faixa [Hz]	NFFT	Nº Média	Faixa [Hz]	NFFT env	Nº Média	f rotação	f rolamento	f rotação	f rolamento	
01	Cilindro Secador 22 LA B7	162	SKF 23044 C4	LA Axial	Não	Rolamento danificado	1 - 100	792	3	1 - 100	792	2	1,2,3x	1xBPFO 2xBPFI 2ABSF	1,2,3x	∅	
02	Cilindro Secador 26 LA B7	164	SKF 23044 C4	LA Axial	Não	Avul interno do rolamento trincado	1 - 100	792	3	1 - 100	792	2	*	1,2xBPFI	1,2x	2xBPFI	Envelope detectou 1x BPFI em Janeiro de 2001 e valor global foi aumentando até 17/04/01
03	Cilindro Secador 24 LA B7	167	SKF 23044 C4	LA Axial	Não	Rolamento danificado, pilas interna, externa e rolés	1 - 100	792	3	1 - 100	792	2	1x	1,2xBPFI 1xBSF	1,2x	1xBPFI 1xBSF	Picos detetados bandas laterais da rotação no FFT e envelope detetado detetado em 29/08/00
04	Cilindro Secador 45 LA B7	164	SKF 23044 C4	LA Axial	Não	Avul externo danificado e anel interno trincado substituído em (13/07/00)	1 - 100	792	3	1 - 100	792	2	*	1,2xBPFI 1xBSF	*	∅	
05	Cilindro Secador 17 LA B7	164	SKF 23044 C4	LA Axial	Não	Avul externo danificado	1 - 100	792	3	1 - 100	792	2	1x	1,2xBPFI 1,2xBPFO	*	∅	
06	Cilindro Secador 11 LA B7	168	FAO 23044 C4	LA Axial	Não	Avul interna e externas danificadas - intervenção em 13/04/2003	1 - 100	792	2	0,5 - 150	1600	2	*	1xBPFI 1xBPFO	*	1xBPFO	Envelope detectou 1x BPFO em 31/03/03
07	Cilindro Secador 18 LA B7	168	FAO 23044 C4	LA Axial	Não	Avul interno e externo danificados - intervenção em 13/04/2003	1 - 100	792	2	0,5 - 150	800	2	*	1,2xBPFI 1,2xBPFO	*	∅	Envelope detectou BPFO/BPFI em 17/02/03

Tabela VIII.1 – Informações das Medições - Rolamentos Cilindros Secadores

8.1.1. Cálculo da Energia Residual a Partir da DEP

A tabela VIII.2 apresenta os resultados dos valores da energia residual para as condições N, I e D comparados com a condição R, determinados a partir da DEP, que são mostrados graficamente pelas figuras 8.1, 8.3, 8.9 e gráficos do apêndice B.

Tabela VIII.2 – Resultados da ER a Partir da DEP para CLS

Energia Residual - Densidade Espectral de Potência					
Nº Caso	Parâmetro de Medição e Análise	Referência R	Normal N	Indício Defeito I	Com Defeito D
01	Data	média 6/6/00 13/12/00 3/01/01	6/6/00	29/8/00	3/10/00
	Energia da DEP	0,02	0,05	0,66	0,46
	ER Subtração (DEP)	*	0,04	0,65	0,45
	ER Deconvolução (DEP)	*	113,61	303,68	291,99
02	Data	média 3/1/01 13/12/00 30/4/01	3/1/01	21/3/01	17/4/01
	Energia da DEP	0,06	0,06	0,87	0,92
	ER Subtração (DEP)	*	0,04	0,82	0,87
	ER Deconvolução (DEP)	*	75,65	188,53	233,16
03	Data	média 3/1/01 21/3/01 19/7/00	19/7/00	29/8/00	3/10/00
	Energia da DEP	0,05	0,13	0,13	0,50
	ER Subtração (DEP)	*	0,10	0,14	0,48
	ER Deconvolução (DEP)	*	120,37	103,67	198,47
04	Data	média 19/1/00 12/12/99 10/10/00	19/1/00	1/3/00	4/5/00
	Energia da DEP	0,05	0,08	0,13	0,49
	ER Subtração (DEP)	*	0,05	0,10	0,46
	ER Deconvolução (DEP)	*	95,07	119,43	209,10
05	Data	média 1/3/00 30/4/01 3/10/00	3/10/00	13/12/00	3/1/01
	Energia da DEP	0,06	0,09	0,57	0,15
	ER Subtração (DEP)	*	0,06	0,56	0,14
	ER Deconvolução (DEP)	*	94,75	131,52	130,64
06	Data	média 2/12/02 22/04/03 7/1/03	7/1/03	17/2/03	31/3/03
	Energia da DEP	0,03	0,05	0,36	0,41
	ER Subtração (DEP)	*	0,03	0,35	0,39
	ER Deconvolução (DEP)	*	112,50	243,59	317,55
07	Data	média 7/1/03 22/4/03 12/5/03	7/1/03	17/2/03	6/4/03
	Energia da DEP	0,01	0,02	0,20	0,24
	ER Subtração (DEP)	*	0,01	0,20	0,23
	ER Deconvolução (DEP)	*	118,38	214,68	291,62
Média	Parâmetro	R	N	I	D
	Energia da DEP	0,04	0,07	0,42	0,45
	ER Subtração (DEP)	*	0,05	0,40	0,43
	ER Deconvolução (DEP)	*	104,33	186,44	238,93

8.1.2. Cálculo da Energia Residual a Partir do Espectro de Envelope

A tabela VIII.3 apresenta os resultados dos valores da energia residual para as condições *N*, *I* e *D* comparados com a condição *R*, determinados a partir do Espectro de Envelope, que são mostrados graficamente pelas figuras 8.2, 8.4, 8.10 e gráficos do apêndice B.

Tabela VIII.3 – Resultados da ER a Partir do Espectro de Envelope

Nº Caso	Parâmetro de Medição e Análise		Referência	Normal	Indício Defeito	Com Defeito
	R	N				
01	Data	média 6/6/00 13/12/00 3/01/01	6/6/00	29/8/00	3/10/00	
	Energia Espectro ENV	0,01	0,03	0,05	0,04	
	ER Subtração (ENV)	*	0,02	0,05	0,04	
	ER Deconvolução (ENV)	*	125,82	238,39	242,31	
02	Data	média 3/1/01 13/12/00 30/4/01	3/1/01	21/3/01	17/4/01	
	Energia Espectro ENV	0,05	0,04	0,13	0,19	
	ER Subtração (ENV)	*	0,04	0,09	0,16	
	ER Deconvolução (ENV)	*	78,53	129,44	175,52	
03	Data	média 3/1/01 21/3/01 19/7/00	19/7/00	29/8/00	3/10/00	
	Energia Espectro ENV	0,03	0,07	0,02	0,05	
	ER Subtração (ENV)	*	0,04	0,03	0,04	
	ER Deconvolução (ENV)	*	124,00	83,00	113,76	
04	Data	média 19/1/00 12/12/99 10/10/00	19/1/00	1/3/00	4/5/00	
	Energia Espectro ENV	0,05	0,12	0,07	0,08	
	ER Subtração (ENV)	*	0,08	0,05	0,06	
	ER Deconvolução (ENV)	*	130,17	110,51	108,52	
05	Data	média 1/3/00 30/4/01 3/10/00	3/10/00	13/12/00	3/1/01	
	Energia Espectro ENV	0,01	0,01	0,01	0,01	
	ER Subtração (ENV)	*	0,00	0,01	0,01	
	ER Deconvolução (ENV)	*	69,35	110,27	105,27	
06	Data	média 2/12/02 22/04/03 7/1/03	7/1/03	17/2/03	31/3/03	
	Energia Espectro ENV	0,01	0,02	0,01	0,05	
	ER Subtração (ENV)	*	0,01	0,01	0,05	
	ER Deconvolução (ENV)	*	194,86	166,38	282,82	
07	Data	média 7/1/03 22/4/03 12/5/03	7/1/03	17/2/03	6/4/03	
	Energia Espectro ENV	0,00	0,01	0,02	0,02	
	ER Subtração (ENV)	*	0,00	0,02	0,02	
	ER Deconvolução (ENV)	*	199,33	272,03	286,69	
Média	Parâmetro	R	N	I	D	
	Energia Espectro ENV	0,03	0,05	0,06	0,07	
	ER Subtração (ENV)	*	0,04	0,05	0,06	
	ER Deconvolução (ENV)	*	105,57	134,32	149,08	

Pelos resultados obtidos, pode-se constatar que o parâmetro escalar *ER* é eficaz na identificação dos defeitos de rolamentos, visto que o comportamento ou tendência do nível de vibração aumentou com a proximidade da intervenção de manutenção, ou seja, houve um acréscimo no valor da *ER* para as condições N, I e D. Por se tratar de componentes bastante semelhantes, tanto na forma construída como na condição operacional, pode-se analisar os valores médios dos casos de defeitos destes rolamentos. As figuras 8.1 e 8.2 mostram os valores médios obtidos a partir da DEP e espectro de envelope, respectivamente.

8.1.3. Resultados da ER para os Casos de Rolamentos dos CLS

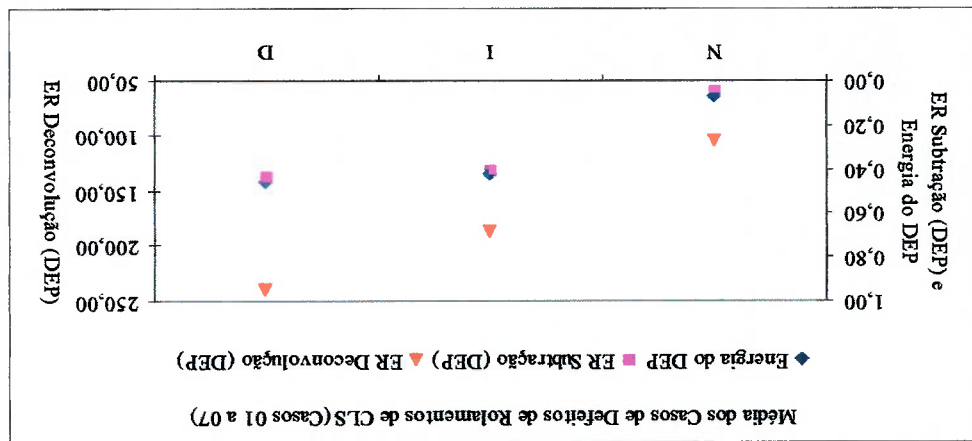


Figura 8.1 – ER da DEP Médios para Defeitos de Rolamentos de CLS

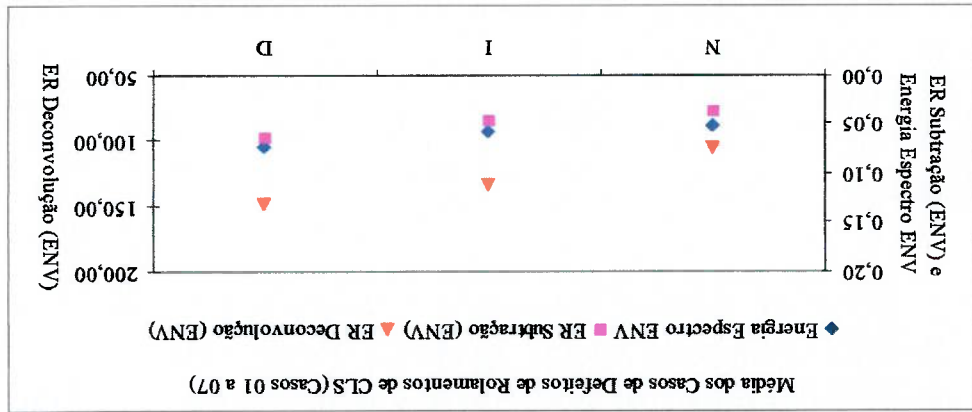


Figura 8.2 – ER do Espectro de ENV Médios para Defeitos de Rolamentos de CLS

As figuras 8.5 e 8.6 mostram a densidade espectral de potência para as condições de referência "R" e com defeito "D", respectivamente. Na figura 8.6 pode-se notar os picos nas frequências que caracterizam defeitos do rolamento, que podem ser observados na figura 8.8 onde mostra o estado do rolamento após a substituição com anel interno trincado e desgaste no anel externo.

Figura 8.4 – ER do Espectro de ENV para Defeito de Rolamento 17 (caso 05)

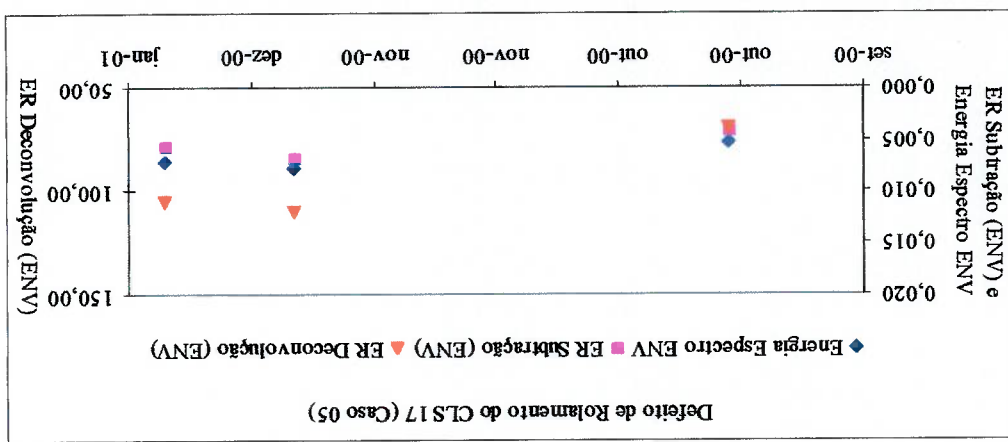
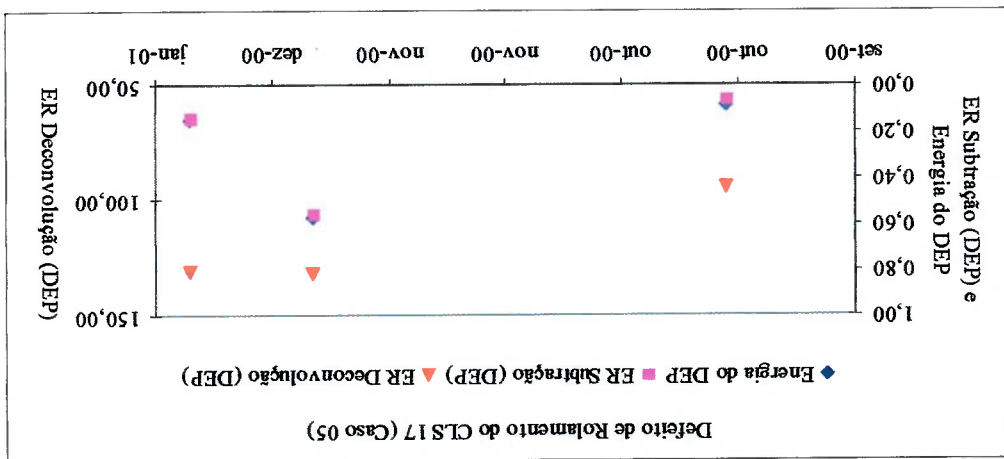


Figura 8.3 – ER da DEP para Defeito de Rolamento CLS 17 (caso 05)



Pode-se constatar também que a ER determinada por deconvolução apresentou bons resultados na identificação do defeito, sendo que apresentou uma melhor "tendência" do que os valores da energia espectral. Isto pode ser visto no caso do cilindro secador 17, cujos valores da ER estão plotados nas figuras 8.3 e 8.4.

A figura 8.7 apresenta o espectro de envelope para a condição "D" com defeito e pode-se constatar que não apresenta sinais de detecção de defeito no rolamento. Este fato, foi observado em vários outros casos de defeitos de rolamentos

Figura 8.6 - DEP - Rolamento CLS 17 Condição "D" (caso 05)

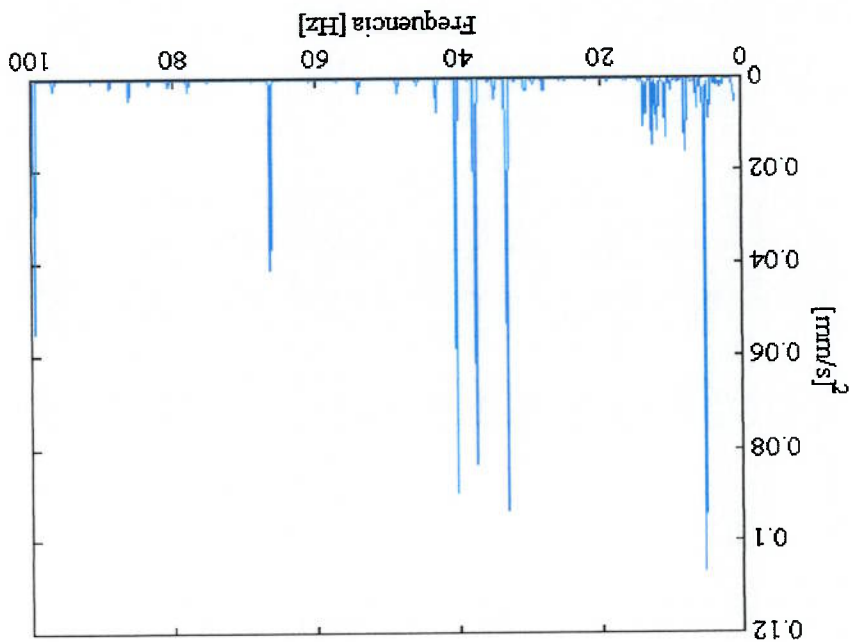
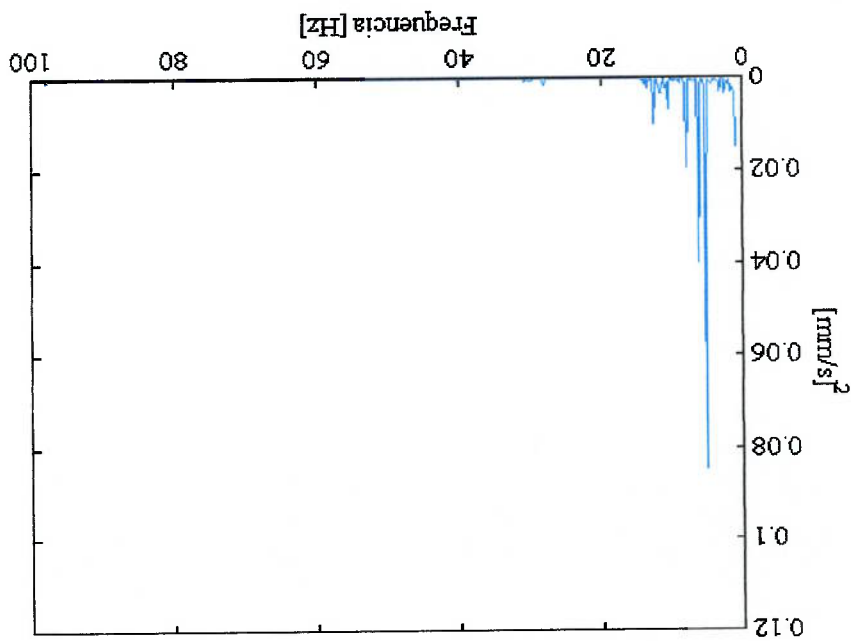


Figura 8.5 - DEP - Rolamento CLS 17 Condição "R" (caso 05)



com avançado estado de desgaste, ou seja, a técnica de envelope não se mostra eficaz para estas situações.

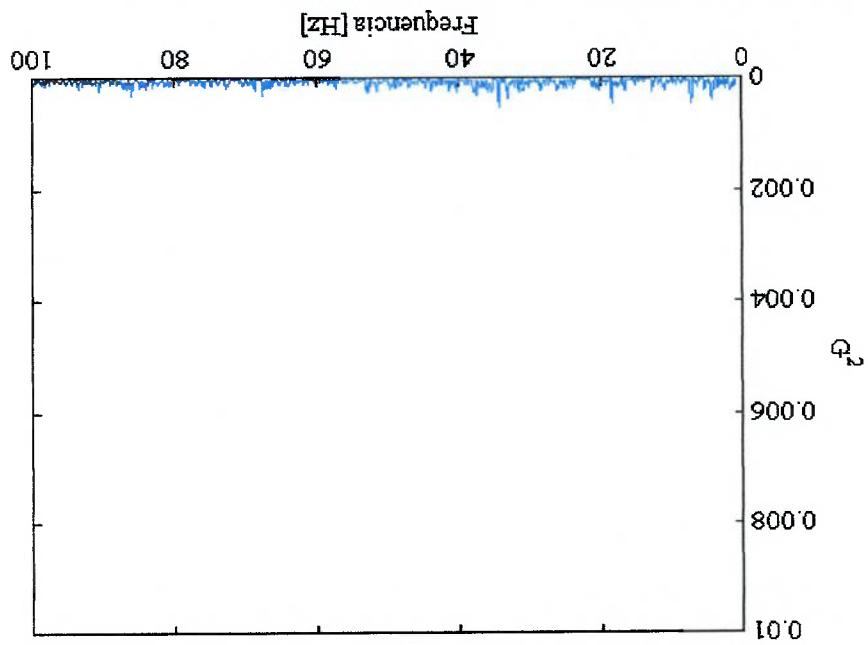


Figura 8.7 – Espectro de Envelope - Rolamento CLS 17 Condição "D" (caso 05)

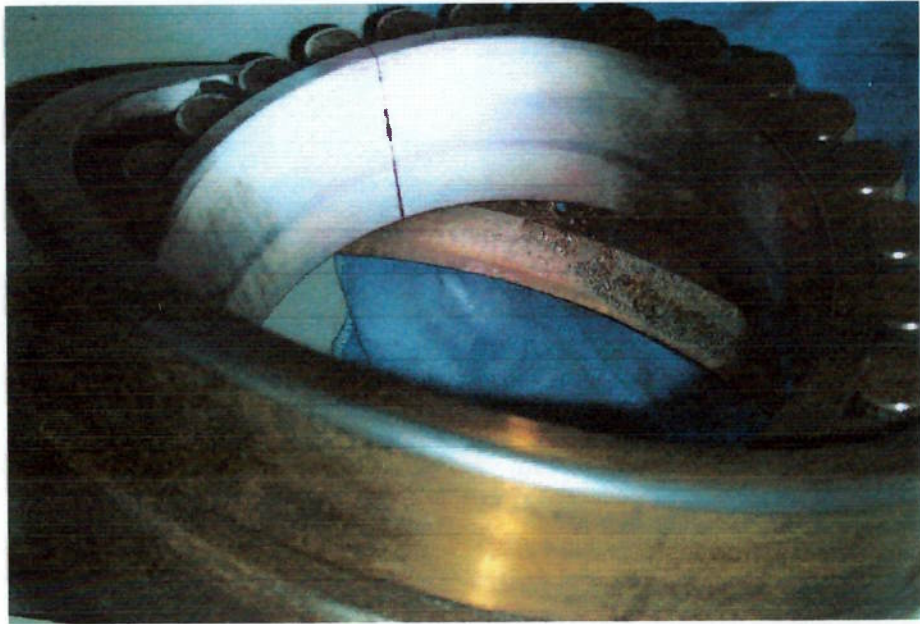


Figura 8.8 – Foto Indicando o Defeito de Rolamento CLS 17- Caso 05

Para o caso do rolamento do CLS 11 (caso 06) foi observado um comportamento crescente da ER por deconvolução determinada pela DEP, como apresentado na figura 8.9. Já com os valores da ER por deconvolução a partir do espectro de envelope o comportamento foi similar à Energia da DEP do espectro de envelope, como pode ser observado na figura 8.10.

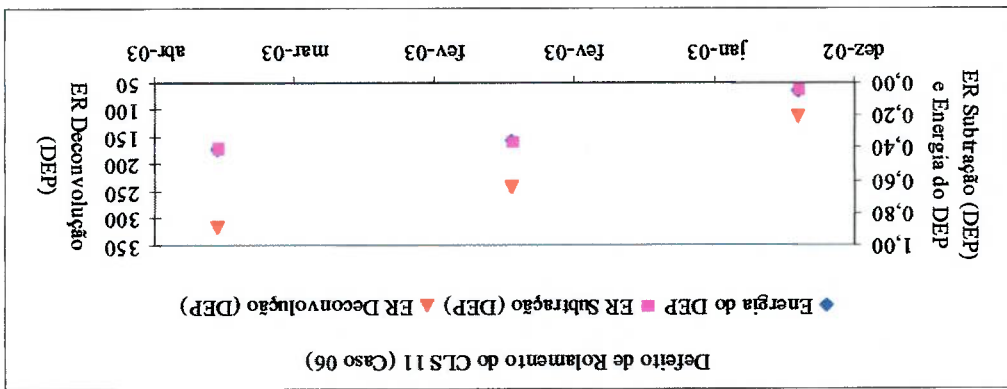


Figura 8.9 – ER da DEP para Defeito de Rolamento CLS 11 (caso 06)

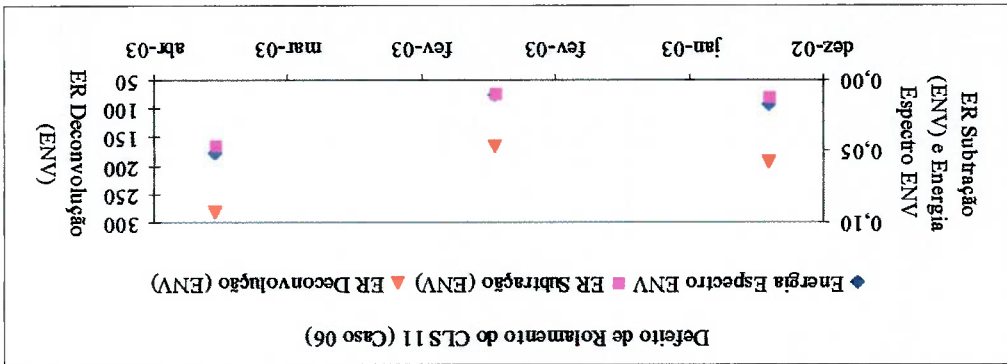


Figura 8.10 – ER do Espectro de ENV para Defeito de Rolamento 11 (caso 06)

As figuras 8.11 e 8.12 mostram as densidades espectrais de potência para as condições de referência “R” e com defeito “D”, respectivamente. Pode-se observar na figura 8.11, que na condição “R”, não existe nenhum pico de defeito na DEP, porém na figura 8.12 pode-se notar os picos nas frequências que caracterizam defeitos do rolamento.

A figura 8.13 apresenta o espectro de envelope na condição "D" com defeito, onde se pode observar picos indicando defeito de pista externa do rolamento. Neste caso a técnica espectro de envelope foi eficaz na detecção da falha no rolamento.

Figura 8.12 - DEP - Rolamento CLS 11 Condição "D" (caso 06)

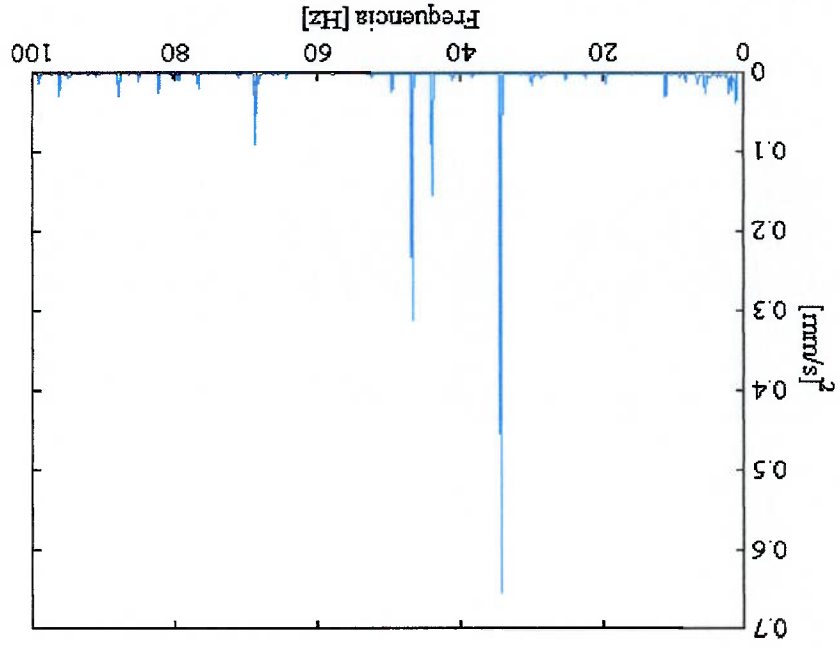


Figura 8.11 - DEP - Rolamento CLS 11 Condição "R" (caso 06)

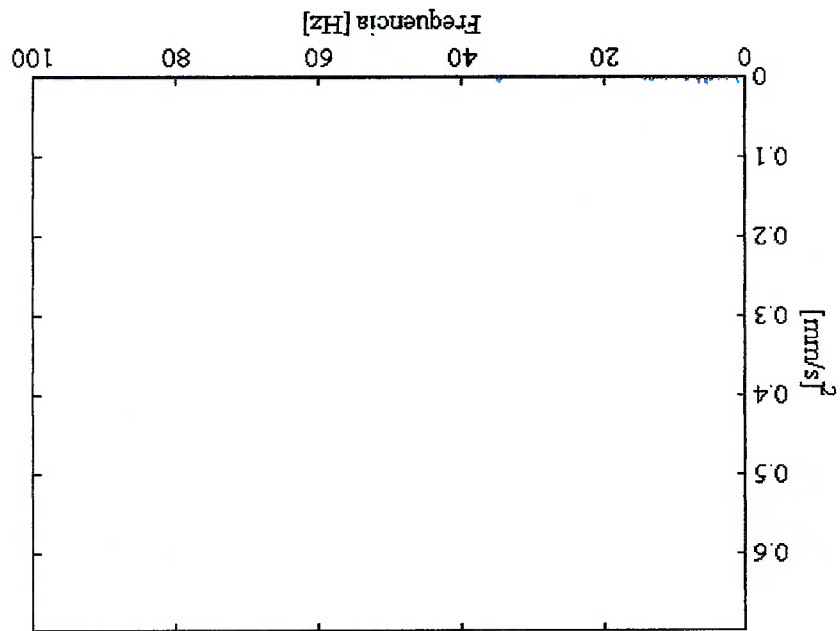


Figura 8.14 – Foto Indicando o Defeito de Rolamento CLS 11- Caso 06

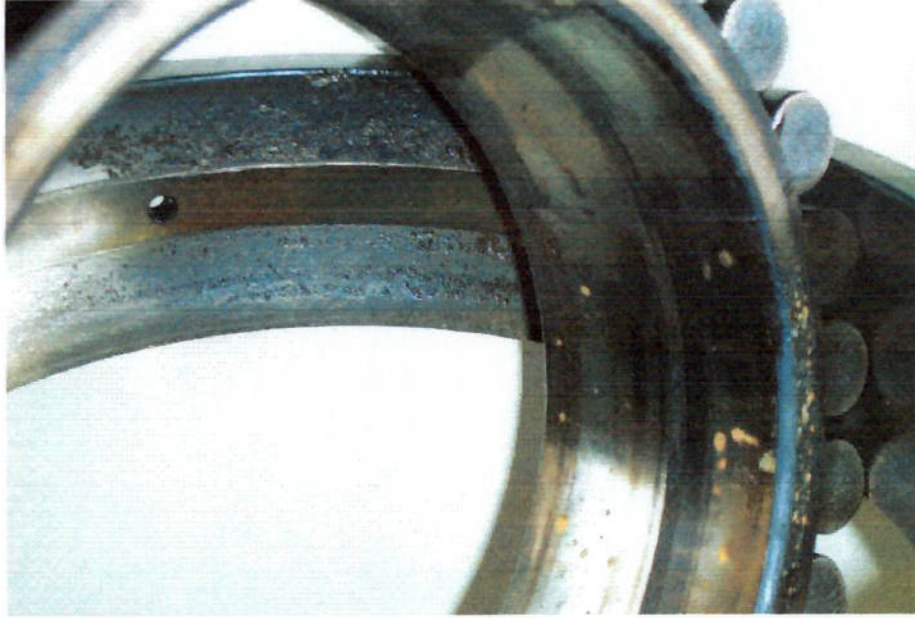


Figura 8.13 – Espectro de Envelope - Rolamento CLS 11 Condição "D" (caso 06)

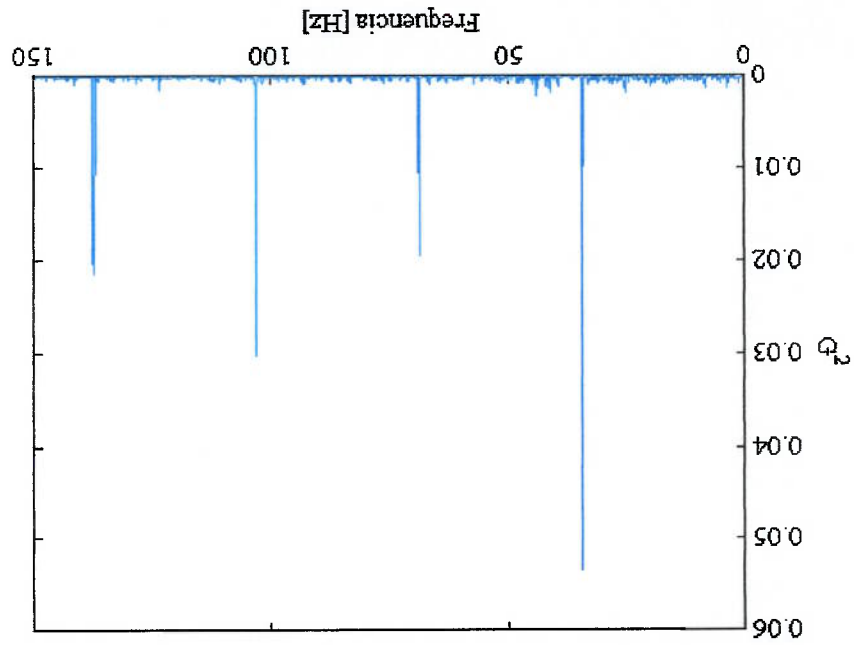


Figura 8.14 mostra o estado do rolamento após a substituição, com anéis internos e externos danificados.

8.2. Defeitos em Rolamentos de Equipamentos Industriais

Foram selecionados dez casos de defeitos em rolamentos de equipamentos convencionais de instalações industriais. Para a seleção dos casos estudados foram consideradas os registros do histórico de manutenção e qualidade das medições de vibração arquivadas no banco de dados das indústrias para cada equipamento. Estes rolamentos possuem tamanhos e modelos variados instalados em quatro bombas centrífugas, dois motores elétricos, dois ventiladores e dois misturadores, que sofreram intervenção de manutenção no período analisado.

Os parâmetros espectrais de análise de vibrações utilizados nas indústrias estudadas para detecção de falhas nestes rolamentos são os mesmos citados no item 8.1.1, ou seja, espectro de frequência e espectro de envelope, além do parâmetro escalar do RMS. O espectro de frequência mostrou-se menos eficiente na detecção de defeitos que a técnica de envelope. Para estes rolamentos o espectro de envelope mostrou-se eficiente para 80% dos casos estudados. O espectro de frequência obteve sucesso em apenas 50% dos casos. Vale ressaltar que nesta avaliação não está sendo considerada a metodologia de medição e análise, nem a capacidade técnica das analistas de vibração que fizeram a análise; representa apenas um levantamento das informações registradas no histórico de cada equipamento e pela análise posterior dos dados de vibração.

As medições consideradas foram realizadas na direção radial do mancal de rolamento avaliado, isto porque esta direção e posição é a mais representativa para a detecção de defeitos nestes rolamentos.

Em dois dos dez casos de defeitos ocorreu a quebra do equipamento sem programação de manutenção, provocando paradas indesejadas no processo produtivo.

A tabela VIII.4 apresenta as informações das medições de vibração dos rolamentos de equipamentos industriais.

Tabela VIII.4 – Informações das Medições - Rolamentos Equipamentos Industriais

Informações dos Equipamentos			Resultados		Informações de Medição						Análise de Parâmetros Espectrais				Observações			
Nº Equipamento	Descrição	Rol. [rpm]	Rolamento	Ponto e Direção	Houve Falha?	Tipo de Defeito Diagnóstico	Espectro de Frequência			Envelope (filtro 500-10k Hz)			Espectro de Frequência			Espectro de Envelope		
							Faixa [Hz]	Nº de Picos	Média	Faixa [Hz]	Nº de Picos	Média	f	f		f	f	
08	Motor de Bomba de Vácuo do Filtro B4	1780	SKF 6318	2H	Não	Defeito de Rolamento diametro do motor	3 - 350	794	2	0 - 500	800	1	1,23%	*	*	2xBSF	Envelope detectou defeito do rolamento - PSD apresentou frequências distribuídas e elevadas	
09	Unidade condensado eflúo 2 Espargente 700	1780	SKF 3309	3H	Não	Rolamento com início de defeito (aba estava crítica)	3 - 350	794	2	0 - 500	800	1	multi *	*	*	1,3x-BPFO	Envelope detectou o defeito BPFO - PSD não mostrou picos de defeito do rolamento	
10	BB 1 LPT3 da Espargente 700	1180	FAQ 7313B	3H	Sim	Problema de contaminação do lubrificante Bomba substituída em 06/04/01	3 - 350	794	2	0 - 500	800	1	*	*	*	1,2xFTF	Envelope detectou frequências de defeito da gaiola - PSD também picos não bem óbvios mas não coincidem com defeitos de rolamento.	
11	Misturador O2 central Lavagem	1180	FAQ 22319ES	3H	Não	Rolamento danificado e desalinhamento das polias	3 - 350	794	4	3 - 500	794	2	1,23%	2xBSF	1,2,3,4x	2xBPFI	2xBSF	
12	Misturador O2 da Torre 2	1780	FAQ 22218ES	3H	Não	Defeito de Rolamento (desgaste da gaiola)	3 - 350	794	2	3 - 500	794	1	*	*	*	1,4xFTF	1,4xBSF	Rolamento apresenta desgaste da gaiola porém não em severo
13	Motor da BB MC P2 Brang L2	1780	FAQ 6322	2H	Não	Defeito de Rolamento	3 - 350	794	2	3 - 500	794	1	1x	*	*	*		Envelope não detectou defeito
14	BB 82 Brang L2	1780	FAQ 7316B	3H	Não	Defeito de Rolamento	3 - 350	794	2	3 - 500	794	1	1,23%	*	1x	1,3xBPFO	1,4xBSF	Envelope detectou o defeito
15	Ventilador ar primário Cadema CBCT	1185	FAQ 22222ES	4H	Sim	Defeito de Rolamento (ocorreu a falha sem a detecção, apresentou apenas por acasal)	3 - 250	791	4	0 - 500	800	1	*	*	*	*	*	Não foi detectado o defeito por nenhum parâmetro RMS, DEP, ENV
16	Ventilador ar secundário Cadema CBCT	1185	SKF 6319	2H	Não	Defeito de Rolamento diametro do motor	3 - 250	791	4	0 - 500	800	2	*	*	*	1,2xBPFO	1,2xBPFI	Envelope detectou múltiplos harmônicos de BPFO
17	Bomba B-304 Cozimento Rhosa	1780	SKF 6305	3H	Não	Defeito dos Rolamentos da bomba	3 - 1000	399	2	3 - 1000	797	2	*	1,4xBPFI	*	1,2xBPFI	Defeito banda lateral da rotação no espectro de frequência	

8.2.2. Energia Residual para Rolamentos de Equipamentos Industriais - ENV

A tabela VIII.6 apresenta os resultados dos valores da energia residual e da energia do espectro de envelope para as condições N, I e D comparados com a condição R, determinados a partir do Espectro de Envelope, que são mostrados graficamente pela figura 8.16 e gráficos do apêndice C.

Tabela VIII.6 – Resultados da ER a Partir do ENV – Equipamentos Industriais

Caso Nº	Parâmetro de Medição e Análise		Referência R	Normal N	Indício Defeito I	Com Defeito D
	Data	Energia Espectro ENV				
08	ER Subtração (ENV)	*	*	887,80	1457,90	3695,50
	Energia Espectro ENV	0,39	1,90	2,13	2,23	28,94
	Data	média 8/3/99 13/8/99 30/9/99	8/3/99	1/4/99	9/8/99	
09	ER Decconvolução (ENV)	*	*	887,80	1457,90	3695,50
	Energia Espectro ENV	0,94	1,22	19,33	23,04	22,32
	Data	média 27/11/98 7/10/98 7/1/99	7/1/99	22/2/99	31/3/99	
10	ER Decconvolução (ENV)	*	*	283,30	1161,20	7995,30
	Energia Espectro ENV	0,02	0,00	0,02	0,17	26,55
	Data	média 27/05/00 19/8/00 23/11/00	23/11/00	13/3/01	5/4/01	
11	ER Decconvolução (ENV)	*	*	243,30	628,50	1910,30
	Energia Espectro ENV	0,069	0,012	0,06	0,09	69,49
	Data	média 24/08/00 18/07/00 10/06/00	24/8/00	11/9/00	22/11/00	
12	ER Decconvolução (ENV)	*	*	706,60	659,10	2821,60
	Energia Espectro ENV	1,21	4,30	3,14	3,50	137,67
	Data	média 5/1/99 21/12/98 24/07/98	24/7/98	5/10/98	20/11/98	
13	ER Decconvolução (ENV)	*	*	494,62	420,90	516,10
	Energia Espectro ENV	0,033	0,047	0,03	0,05	0,07
	Data	média 29/05/00 05/07/00 23/02/00	23/2/00	25/3/00	3/4/00	
14	ER Decconvolução (ENV)	*	*	538,0	887,8	1194,1
	Energia Espectro ENV	16,1	26,5	15,2	57,9	202,9
	Data	média 24/04/98 05/1/99 14/05/98	14/5/98	22/6/98	24/7/98	
15	ER Decconvolução (ENV)	*	*	121,54	101,67	103,48
	Energia Espectro ENV	7,91	0,21	7,71	7,80	7,77
	Data	média 02/02/01 10/09/99 22/07/00	10/9/99	8/11/99	11/11/99	
16	ER Decconvolução (ENV)	*	*	380,48	975,66	854,06
	Energia Espectro ENV	0,26	0,16	0,14	2,48	1,57
	Data	média 11/09/98 27/11/98 7/1/99	11/9/98	27/10/98	26/11/98	
17	ER Decconvolução (ENV)	*	*	786,70	1921,60	1617,60
	Energia Espectro ENV	6,73	4,57	41,98	69,50	63,54
	Data	média 18/09/98 20/10/98 22/12/98	22/12/98	11/3/99	27/7/99	

8.2.3. Resultados da ER para os Casos de Rolamentos de Equipamentos Industriais

Pelos resultados obtidos, pode-se constatar que o parâmetro escalar ER é eficaz na identificação dos defeitos de rolamentos, visto que o comportamento ou tendência do nível de vibração aumentou com a proximidade da intervenção de manutenção, ou seja, houve um acréscimo no valor da ER para as condições N, I e D para a maioria dos casos estudados.

Para o caso 15 do rolamento FAG 22222ES, ocorreu uma quebra do equipamento devido à falha inesperada do rolamento, que não foi detectada pelos parâmetros de análise convencionais. Houve até a redução do nível de energia da DEP na medição anterior à ocorrência de manutenção. No entanto, neste caso a ER determinada por deconvolução indicou um aumento significativo no nível de vibração, conforme plotado na figura 8.15.

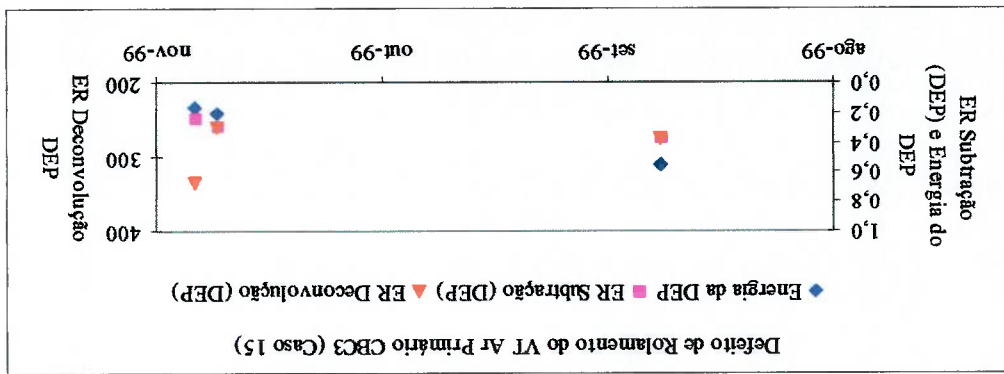


Figura 8.15 – ER da DEP para Defeito de Rolamento (caso 15)

Para o ER por deconvolução do espectro de envelope houve apenas um pequeno aumento na condição “D”, medição anterior à falha, conforme mostrado na

Figura 8.16.

A figura 8.17 mostra a *DEP* da condição de referência "R" para o caso 15 de defeito de rolamento. Pode-se constatar picos múltiplos da frequência de rotação, porém em uma intensidade baixa. Já figura 8.18 apresenta a *DEP* da condição de referência "D", onde se pode constatar uma diferença nos picos nas frequências referentes aos múltiplos da frequência de rotação, apesar da baixa intensidade. Esta diferença é fundamental na determinação da energia residual e leva a identificação do defeito devido ao acréscimo no valor da *ER*.

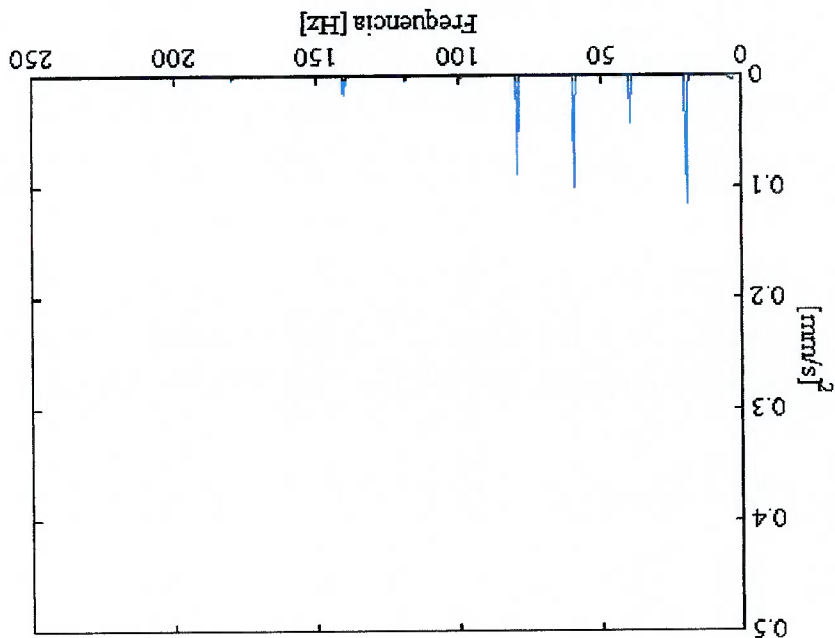


Figura 8.17 – *DEP* para Defeito de Rolamento na Condição "R" (caso 15)

Figura 8.16 – *ER* do Espectro de Envelope para Defeito de Rolamento (caso 15)

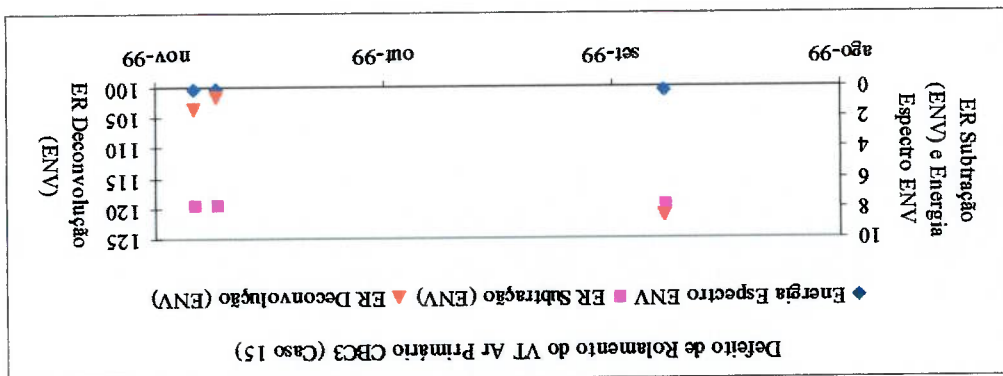
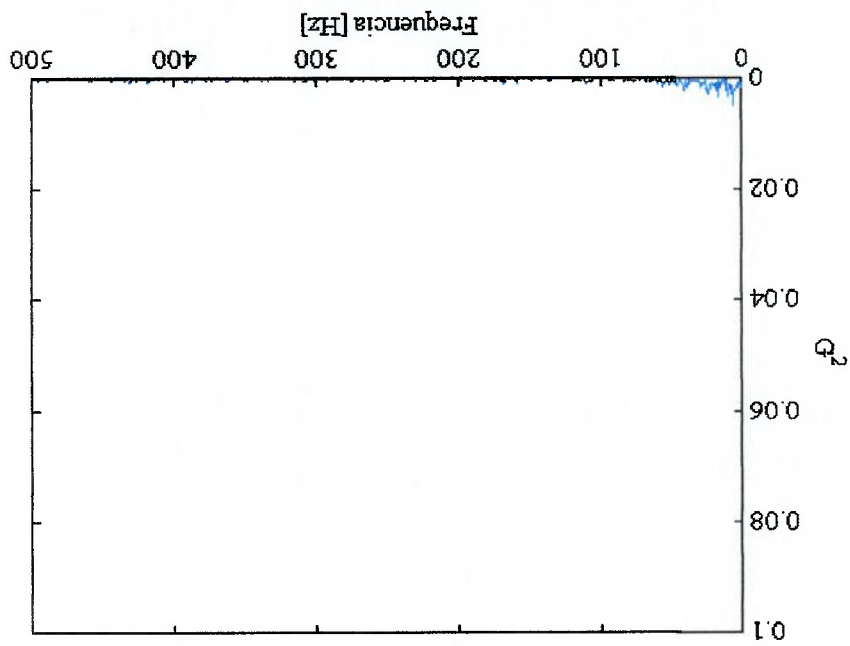
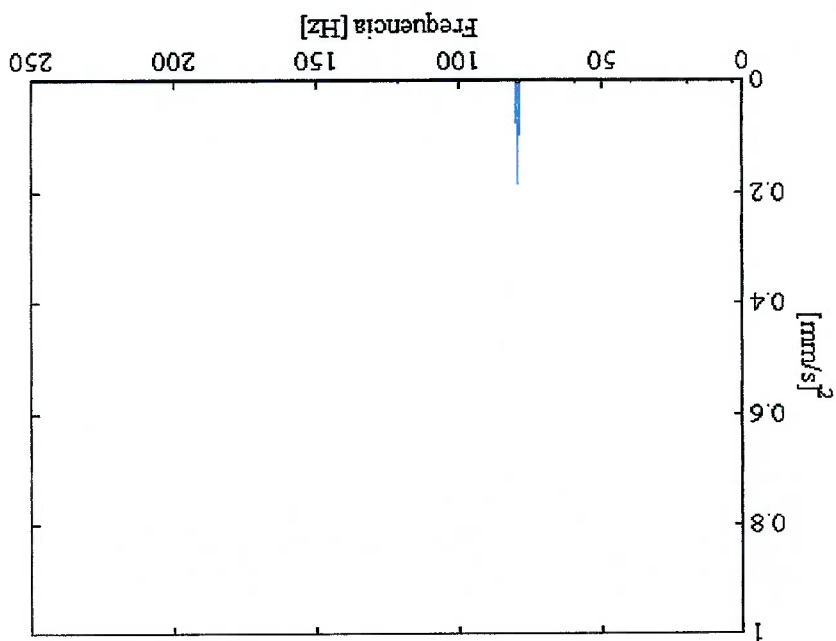


Figura 8.19 – Espectro de Envelope - Defeito de Rolamento na Condição "D" (caso 15)



A figura 8.19 mostra o espectro de envelope para a condição "D", antes da intervenção de manutenção do rolamento do caso 15 e não foi possível identificar nenhuma frequência de defeito do rolamento.

Figura 8.18 – DEP para Defeito de Rolamento na Condição "D" (caso 15)



8.3. Defeitos Mecânicos de Equipamentos Industriais

Foram selecionados dez casos de defeitos mecânicos em equipamentos industriais, tais como desalinhamento, desbalançamento, folgas mecânicas e defeito hidrodinâmico, que sofreram intervenção de manutenção no período analisado.

Neste caso, não foram consideradas as medições do espectro de envelope por não ser aplicável para estes modos de falhas, ou seja, como o envelope possui a faixa de filtragem do sinal em altas frequências, geralmente não se consegue bons resultados com este parâmetro espectral de análise de vibração para avaliação destes defeitos.

O parâmetro espectral de análise mais utilizado na indústria, ou melhor, praticamente o único é o espectro de frequência, geralmente determinados para faixas de baixa frequência. Os resultados práticos obtidos são bastante satisfatórios, quanto a falhas de equipamentos devido a estes problemas. Todos os casos selecionados foram detectados pela equipe de manutenção preditiva através da análise de vibrações antes da quebra do equipamento, não havendo nenhuma parada indesejada.

Os resultados da *HR* por deconvolução não se mostraram satisfatórios como parâmetro escalar de avaliação do nível de vibração para defeitos mecânicos em equipamentos industriais. Dos dez casos analisados, cinco casos apresentaram comportamento divergente com a evolução do defeito, especialmente os casos de desbalançamento. No entanto, a *HR* por subtração apresentou resultados similares à energia da *DEP*, mas apresentou tendência de aumento do nível de vibração conforme a evolução do defeito em todos os casos estudados.

Assim como o espectro acusa periodicidade no tempo, o cepstro acusa periodicidade em frequência. Como nos casos de desbalançamento existe apenas uma frequência predominante e não existe periodicidade, o cepstro não apresentará informações relevantes, como mostrado na figura 8.20.

A tabela VIII.7 apresenta as informações das medições de vibração utilizadas para avaliação dos defeitos mecânicos acima citados.

Informações dos Equipamentos				Resultados		Informações de Medição				Análise de Parâmetros Espectrais	
Nº	Descrição Equipamento	Rot. [rpm]	Componente de desgaste	Ponto e Direção	Houve Falha?	Tipo de Defeito Diagnosticado	Espectro de Frequência				Observações
							Faixa [Hz]	NFFT	Nº Média	Frequência Rotação	
18	Ventilador de Ar Primário CBC3	1780	#	3 Horizontal	Não	Desbalanceamento devido a sujeira do rotor	3 - 250	791	2	1x	#
19	Ventilador Exaustão da Biomassa	890	Rotor	4 Horizontal	Não	Desbalanceamento devido desgaste do rotor	5 - 350	395	2	1x	#
20	Bomba recirculação 3 eixo Evap 700	1780	Rotor	3 Horizontal	Não	Desgaste do rotor da bomba	3 - 250	791	2	1x	#
21	Motor/Bomba B-25 CIO2	3560	#	2 Axial	Não	Desalinhamento entre motor e bomba	3 - 500	398	1	1,2,3x	#
22	Bomba B-25 CIO2	3560	#	3 Horizontal	Não	Desbalanceamento da bomba e falta de rigidez	3 - 500	795	2	1,2x	#
23	Ventilador de Ar Terciário da Caldeira GTV	1780	#	3 Horizontal	Não	Desbalanceamento (falta balanceamento em 02/08/00)	1 - 350	798	2	1x	#
24	BB N117 Dióxido de Cloro	3560	#	2 Axial	Não	Desalinhamento entre motor e bomba	3 - 500	398	1	1,2,3x	#
25	Exaustor Norte Dióxido de Cloro	3565	#	4 Horizontal	Não	Desbalanceamento do rotor e falta de Rigidez	3 - 500	796	2	1x	#
26	Bomba de Massa de celulose B-13/2,1	1185	Rotor: 4 pás	3 Horizontal	Não	Defeito Hidrodinâmico (bomba trabalhando fora da curva)	3 - 250	791	2	4x	#
27	Bomba de Lama B4	1780	#	3 Horizontal	Não	Folgas mecânica no acoplamento e pé solto	3 - 350	794	2	1,2,3x	#

Tabela VIII.7 – Informações das Medições - Defeitos Mecânicos

8.3.1. Energia Residual para Defeitos Mecânicos - DEP

A tabela VIII.8 apresenta os resultados dos valores da energia residual e da Energia da DEP para as condições N, I e D comparados com a condição R, determinados a partir das DEP's, que são mostrados nas figuras 8.20, 8.22 e 8.24 e gráficos do apêndice D.

Tabela VIII.8 – Resultados da ER da DEP para Defeitos Mecânicos

Caso	Nº	Parametro de Medição e Análise	Referência	Energia Residual - Densidade Espectral de Potência		
				Normal	I	D
18	Energia da DEP	4,18	3,26	30,63	63,15	60,21
	ER Subtração (DEP)	*	1,41	26,81	60,21	283,17
	Data	média 8/1/03 8/2/03 17/11/02	17/11/02	29/11/02	11/12/02	
19	Energia da DEP	6,27	21,83	55,06	79,47	75,50
	ER Subtração (DEP)	*	16,61	50,72	75,50	
	Data	média 30/7/02 26/11/02 04/09/02	4/9/02	4/10/02	22/10/02	
20	Energia da DEP	1,55	1,39	3,17	11,17	10,31
	ER Subtração (DEP)	*	0,80	2,68	10,31	286,31
	Data	média 11/12/02 8/01/03 7/2/03	7/2/03	8/3/03	6/4/03	
21	Energia da DEP	6,37	13,93	42,17	310,59	304,24
	ER Subtração (DEP)	*	7,70	43,03	304,24	2257,00
	Data	média 5/7/00 22/2/01 11/08/00	11/8/00	5/10/00	18/12/00	
22	Energia da DEP	8,79	11,68	90,45	202,93	199,96
	ER Subtração (DEP)	*	10,44	87,32	199,96	473,04
	Data	média 26/3/99 28/10/98 19/8/00	26/5/00	26/6/00	22/7/00	
23	Energia da DEP	9,01	28,15	35,48	44,74	44,74
	ER Subtração (DEP)	*	22,58	30,12	39,43	476,35
	Data	média 8/4/99 28/12/99 30/06/99	30/6/99	6/9/99	16/11/99	
24	Energia da DEP	4,77	12,76	59,88	217,33	212,81
	ER Subtração (DEP)	*	8,82	55,39	212,81	922,63
	Data	média 03/01/00 16/11/99 22/02/00	22/2/00	25/3/00	4/6/00	
25	Energia da DEP	4,32	10,98	11,40	88,91	88,91
	ER Subtração (DEP)	*	10,46	12,89	90,59	390,38
	Data	média 12/4/99 31/5/00 28/6/99	28/6/99	11/8/99	6/11/99	
26	Energia da DEP	1,58	1,73	2,23	34,47	34,47
	ER Subtração (DEP)	*	0,84	1,65	33,33	437,90
	Data	média 23/03/00 13/8/99 7/12/99	7/12/99	28/12/99	8/2/00	
27	Energia da DEP	4,87	9,67	35,46	56,60	54,37
	ER Subtração (DEP)	*	7,24	30,97	54,37	1400,30
	Data	*	432,60	988,60		

8.3.2. Análises Espectrais de Casos de Defeitos Mecânicos

A figura 8.20 apresenta os valores da *ER* para o caso 23 de desbalanceamento, onde se pode constatar que a tendência dos valores da *ER* por subtração é contrária à evolução do defeito. Já a *ER* por subtração é condizente. A figura 8.21 apresenta as *DEP's*, onde se pode observar que o pico na frequência de rotação é bem maior na condição "D" com defeito que na condição de referência "R".

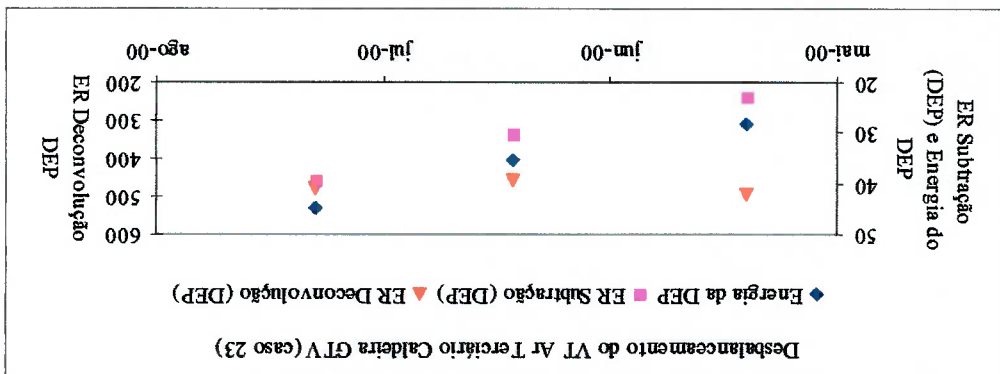


Figura 8.20 – ER da DEP para Defeito de Desbalanceamento (caso 23)

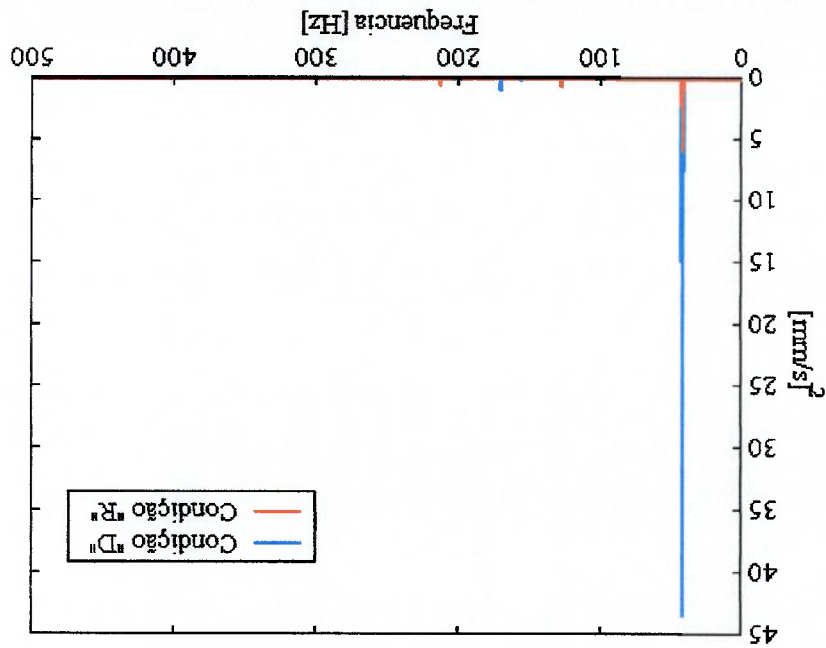


Figura 8.21 – DEP's - Defeito de Desbalanceamento (caso 23)

A figura 8.22 apresenta os valores da ER para o caso 21 de desalinhamento condizentes com a evolução do defeito. A figura 8.23 apresenta as DEP's para o caso de defeito de desalinhamento do caso 21, onde se pode observar que os picos na frequência de rotação e seus múltiplos, especialmente a segunda harmônica, são bem maiores na condição "D" com defeito que na condição de referência "R".

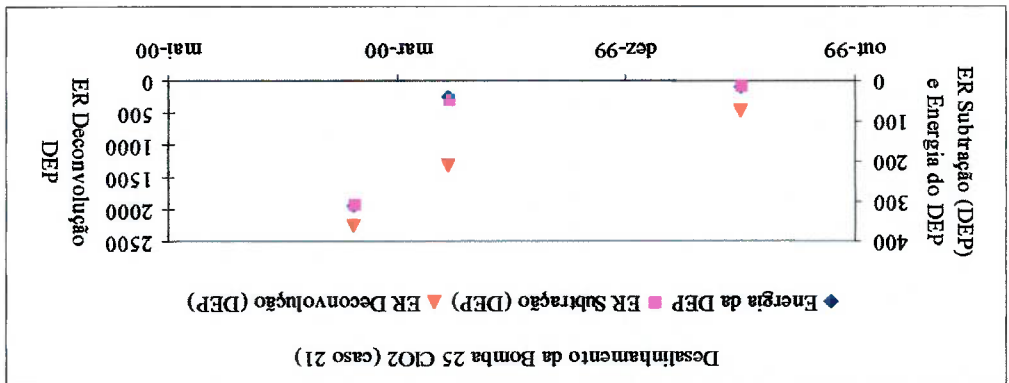


Figura 8.22 - ER da DEP para Defeito de Desalinhamento (caso 21)

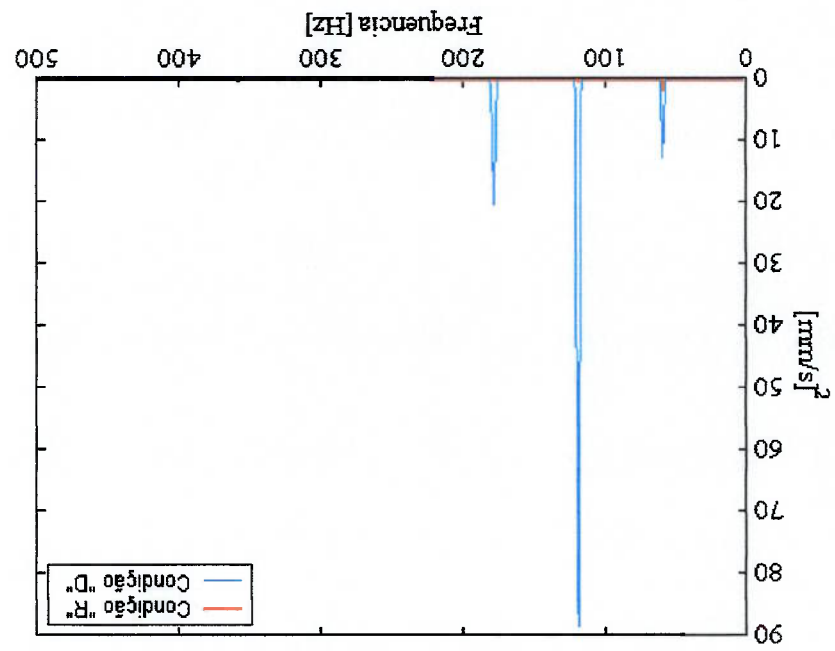


Figura 8.23 - DEP's - Defeito de Desalinhamento (caso 21)

A figura 8.24 apresenta os valores da *ER* para o caso 27 de folgas mecânicas condizentes com a evolução do defeito. A figura 8.25 apresenta as *DEP's* para o caso de defeito de folgas mecânicas do caso 27, onde se pode observar que os picos na frequência de rotação seus múltiplos, são bem maiores na condição "D" com defeito que na condição de referência "R".

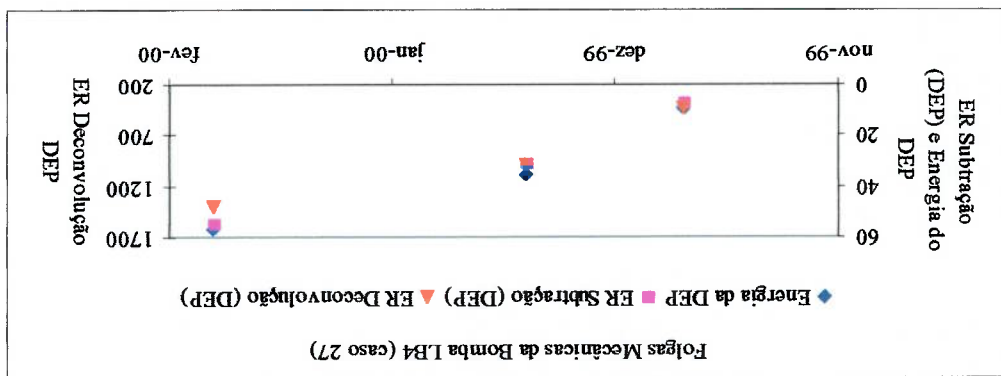


Figura 8.24 - ER da DEP para Defeito de Folgas Mecânicas (caso 27)

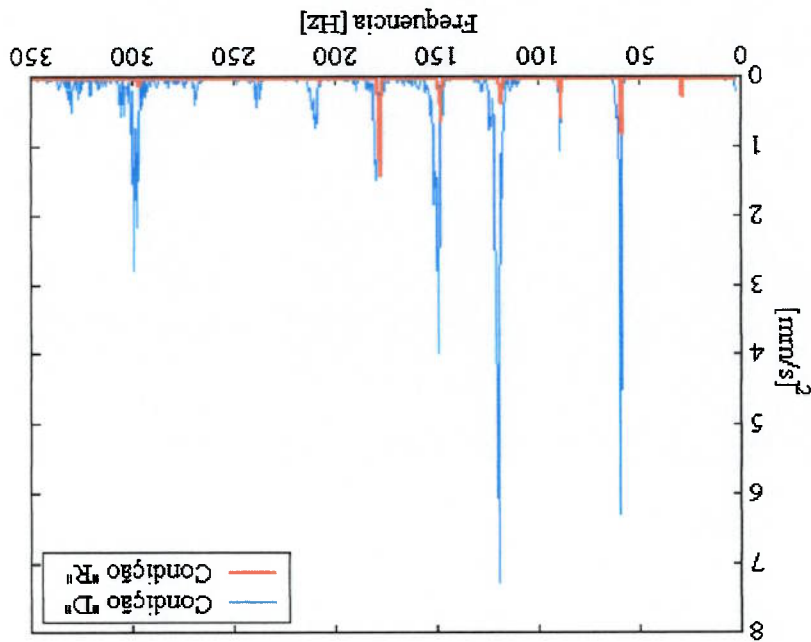


Figura 8.25 - DEP's - Defeito de Folgas Mecânicas (caso 27)

9. CONCLUSÕES E SUGESTÕES

9.1. Conclusões

Este trabalho explicou sobre a importância da manutenção preditiva através

da análise de vibrações no contexto do setor de manutenção em indústrias de papel e celulose e as implicações financeiras inerentes que envolvem as atividades de manutenção preditiva, assim como discutiu sobre a implantação e execução de plano de análise de vibrações e de diagnóstico de falhas e sobre as normas vigentes sobre o assunto. A fundamentação teórica abordou sobre processamento e análise de sinais, parâmetros de análise de sinais de vibrações e o diagnóstico dos defeitos comumente encontrados em uma planta industrial. Isto promoveu a interação entre os conhecimentos práticos aplicados nas indústrias com o conteúdo teórico, por isso pode-se afirmar:

✓ As atividades de análises de vibrações nas indústrias estudadas são inteiramente dependentes das decisões dos técnicos analistas e existe uma carência de pessoas qualificadas para exercer a função, por isso faz-se necessário o desenvolvimento e implementação de sistemas de diagnósticos automáticos que agilizem as ações.

✓ O conhecimento técnico dos analistas de vibração é bastante limitado e voltado a proceder conforme recomendações dos fornecedores de equipamentos de medição.

✓ Os dados de vibração coletados possuem grande quantidade de erros, provenientes da medição de campo ou problemas com instrumentos de medição. Este é um dos fatores que incentivam a instalação de monitoramento on-line.

O parâmetro da Energia residual foi determinado através do método de sinais residuais obtido por transformações homomórficas para os casos de defeitos em rolamentos de cilindros secadores e equipamentos industriais e para defeitos mecânicos. Foram selecionados 27 casos de falhas, cujos resultados possibilitam as seguintes conclusões:

- ✓ Através do parâmetro da energia residual é possível identificar e acompanhar a intensidade da vibração proveniente de defeitos em rolamentos.
 - ✓ O ER obtido por deconvolução mostrou-se bastante eficiente na análise de defeitos de rolamentos, tanto de cilindros secadores quanto de equipamentos industriais. Para os quinze casos de falhas em rolamentos a tendência dos valores do *ER* foi condizente com a evolução do defeito.
 - ✓ O *ER* obtido por deconvolução não mostrou-se eficaz para avaliação da intensidade de vibração para os casos de defeitos mecânicos, especialmente para os casos de desbalançamento.
 - ✓ O *ER* obtido por subtração apresenta comportamento bastante similar ao parâmetro da energia da *DEP*, ou a energia do sinal.
- Quando se trata da análise de vibrações na busca de um diagnóstico preciso do defeito e do modo de falha, faz-se necessário a utilização de todas as ferramentas de análise disponíveis. É comprovadamente o parâmetro da energia residual (*ER*) de análise disponível. E constitui-se em mais uma alternativa para todos os envolvidos com a análise de vibrações.
- ✓ Comparar o parâmetro da energia residual com outros parâmetros de análise convencionais, tais como Kurtosis, Fator de Crista, Skewness, RMS, etc, utilizando dados reais de vibrações provenientes de equipamentos de uma planta industrial. Para isso, faz-se necessário arquivar sinais coletados em função do tempo, e não, em função da frequência como é de costume nas indústrias que utilizam coletores/analísadores portáteis.
 - ✓ Desenvolver um modelo estatístico para determinar os critérios adequados para a seleção da medição de referência, que possa ser aplicado para uma grande variedade de medições.
 - ✓ Elaborar cartas de severidade ou normas que permitam estabelecer e padronizar critérios de uso geral para o parâmetro da *ER*, independentemente do tipo de aplicação.

9.2. Sugestões para Futuros Trabalhos

1. ALMEIDA, M. T. *Vibrações Mecânicas para Engenheiros*. Editora Edgard Blücher Ltda, 2ª edição, São Paulo, 1990.
2. ALMEIDA, M. T.; GÓZ, R. D. S. *Apostila do Curso de Análise de Vibrações I – Medidas e Diagnósticos*. FUPAI – Fundação de Pesquisa e Assessoramento à Indústria. Escola Federal de Engenharia de Itajubá, Itajubá/MG, 2000.
3. ALMEIDA, M. T.; GÓZ, R. D. S. *Apostila do Curso de Análise de Vibrações III – Técnicas Especiais de Medidas e Workshop*. FUPAI – Fundação de Pesquisa e Assessoramento à Indústria. Escola Federal de Engenharia de Itajubá, Itajubá/MG, 2000.
4. ALMEIDA, R. G. T.; VICENTE, S. A. S.; PADOVESE, L. R. *New Technique for Evaluation of Global Vibration Levels in Rolling Bearings*. Shock & Vibration, v.9, n.4-5, 2002.
5. AL-NAJJAR, B. *Accuracy, Effectiveness and Improvement of Vibration-Based Maintenance in Paper Mills: Case Studies*. Journal of Sound and Vibration, v.229(2), p.389-410, 2000.
6. ARNHOLD, A. *Análise das Condições de Máquinas de Papel*. Revista O Papel, p.62-65, Novembro 1998.
7. ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. *Vibração Mecânica de Máquinas com Velocidades de Operação de (600 a 12000) rpm – Bases para Especificação e Padrões de Avaliação: NBR 10.082, ABNT, 1987.*
8. BARKOV, A.; BARKOVA, M. *Condition Assessment and Life Prediction of Rolling Element Bearings – Part 2*. Sound and Vibration, p.27-31, 1995.
9. BISSESSUR, Y.; MARTIN, E. B.; MORRIS, A. J. *Monitoring the Performance of the Paper Making Process*. Control Engineering Practice, v.7, p.1357-1368, 1999.
10. BRAUN, S. *Mechanical Signature Analysis – Theory and Applications*, Academic Press, London/UK, 1986.

LISTA DE REFERÊNCIAS

11. BRIE, D. Modeling of the Spalled Rolling Element Bearing Vibration Signal: an Overview and Some New Results. Mechanical Systems and Signal Processing, v.14, n.13, p.353-369, 2000.
12. BRIGHAM, E. O. The Fast Fourier Transformer, Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, New Jersey, 1974.
13. BRUEL & KJAER. Measuring Vibration. Brüel & Kjaer Denmark, Revisão 1982. Disponível em: <<http://www.bksm.com>. Data de acesso: 15/05/2003.
14. BUCHER, H. F.; MAGLUTA, C. Utilização de técnicas Tempo-Freqüência no Auxílio à Interpretação de Sinais em Engenharia. Publicado no XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Águas de Lindóia/SP, novembro de 1999.
15. CURL, E. I. M. Sistema de Monitoramento e Detecção de Transição de Regime de Lubrificação em Mancais de Deslizamento. 2002. 116p. Dissertação de Mestrado da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo/SP.
16. DALLY, J. W.; RILEY, W. F.; MCCONNELL, K. G. Instrumentation for Engineering Measurements. Second edition, John Wiley & Sons, Inc, New York, 1993.
17. DUNN, S. Condition Monitoring in the 21st Century. The Plant Maintenance Resource Center, September 2002. Disponível em: <<http://www.plant-maintenance.com/articles/ComMon21stCentury.shtml>>. Data de acesso: 15/02/2003.
18. FUJIMOTO, R. Y. Sistema Fuzzy para Diagnóstico de Defeitos em Mancais de Rolamentos. Trabalho de Formatura do Curso de Graduação em Engenharia Mecânica, EPUSP, São Paulo, 2002.
19. GADE, S.; HERLUFSEN, H. Windows to FFT Analysis. Technical Review Nº 4, 1987. Brüel & Kjaer Denmark, Revisão 1982. Disponível em: <<http://www.bksm.com>. Data de acesso: 15/05/2003.
20. HANSELMAN, D.; LITTLEFIELD, B. Matlab 5 Versão do Estudante – Guia do Usuário. Makron Books, São Paulo, 1999.
21. HENG, R. B. W.; NOR, M. J. M. Statistical Analysis of Sound and Vibration Signals for Monitoring Rolling Element Bearing Condition. Applied Acoustics, v.53, n.1-3, p.211-226, 1998.

22. HINES, J. W.; JESSE, S.; EDMONDSON, A. **Study Shows Shaft Misalignment Reduces Bearing Life**. Reliability Center at the University of Tennessee. Applied Technology Publications, Inc. 1998. Disponível em: <<http://mt-online.com/articles/04-99ma.cfm>>. Data de acesso: 27/04/2003.
23. HOWIESON, D. **Vibration Monitoring: Envelope Signal Processing**. 2003. Disponível em: <http://aptitudexchange.com/ax/index.jsp>. Data de acesso: 15/06/2003.
24. INMAN, D. J. **Engineering Vibration**. Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, New Jersey.
25. INTERNATIONAL STANDARDS ORGANIZATION. **Mechanical Vibration- Evaluation of Machine Vibration by Measurements on Non-rotating Parts: ISO 10816-1**. General guidelines, ISO, 1995.
26. IRMÃO, M. A. S. **Comparação de representações Conjuntas Tempo-Freqüência Aplicadas na Análise de Falhas em Sistemas Engrenados**. 2002. 111p. Dissertação de Mestrado do Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Campina Grande, Campina Grande/PB.
27. JAVADPOUR, R.; KNAPP, G. M. **A Fuzzy Neural Network Approach to Machine Condition Monitoring**. Computers & Industrial Engineering, v. XX, p. 1-8, USA, 2003.
28. JONES, R. M. **Enveloping for Bearing Analysis**. Sound and Vibration, San Diego, p.10-15, February 1996.
29. JORGE, M. M. **Competitividade da Indústria de Celulose**. Ministério da Ciência e Tecnologia, Campinas, 1993.
30. JORGE, M. M.; SOARES, S. J. M.; NARETTO, N. A. **Competitividade da Indústria de Papel**. Ministério da Ciência e Tecnologia, Campinas, 1993.
31. KARDEC, A.; NASCIE, J.; BARONI, T. **Gestão Estratégica e Técnicas Preditivas**. Qualitymark Editora Ltda, ABRAMAN, Rio de Janeiro, 2002.
32. KIMURA, Y. **Maintenance Tribology: Its Significance and Activity in Japan**. WEAR, v.207, p.63-66, 1997.
33. KIRAL, Z.; KARAGÜLLE, H. **Simulation and Analysis of Vibration Signals Generated by Rolling Element Bearing with Defects**. Tribology International, v.36, p.667-678, 2003.

34. KOO, I. S.; KIM, W. W. The development of Reactor Coolant Pump Vibration Monitoring and Diagnostic System in the Nuclear Power Plant. ISA Transactions, v.39, p.309-316, 2000.
35. LATINO, M. Predictive Technology is the Key to Breaking Error Chains. Pulp and Paper Canada Magazine, 2000. Disponível em: <<http://www.reliability.com/articles/articles.34.htm>>. Data de acesso: 15/02/2003.
36. LI, Y.; SHIROISHI, J.; DANILUK, S.; KURFESS, T.; LIANG, S. Y. Diagnostic of Roller Bearing Defects Base on Vibration & Acoustic Emission. In: International Congress and Exhibition on Condition Monitoring and Diagnostic Engineering Management 10th, Helsinki, Finland, June 9-11 1997, George Institute of Technology, Atlanta/USA, 1997.
37. LIMA JR, J. J. Estudo Comparativo entre Diagnóstico de Defeitos em Máquinas Rotativas por Órbita e por Espectro de Freqüência, Usando Aquisição de Sinais. 1990. 147p. Dissertação de Mestrado da Escola Federal de Engenharia de Itajubá, Itajubá/MG.
38. LUCE, S. Choice Criteria in Conditional Preventive Maintenance. Mechanical Systems and Signal Processing, v.13 n.1, p.163-168. 1999.
39. LYONNET, P. Maintenance Planning – Methods and Mathematics. Chapman & Hall, English Edition, London, 1991.
40. MACEDO, A. R. P.; VALENÇA, A. C. V.; MATTOS, R. L. G. Industria Brasileira de Celulose e Papel: Necessidade de Investimentos. Área de Operações Industriais 2. disponível em: <<http://www.bndes.gov.br>>, acesso em 25/02/2003.
41. McFADDEN, P. D. Condition Monitoring of Rolling Elements Bearings by Vibration Analysis. Department of Engineering Science, University of Oxford. Machine Systems Group Seminar, p.263-273, 1990.
42. PADOVESE, L. R. Apostila da Disciplina de Processos Aleatórios e Análise de Sinais Aplicados a Engenharia Mecânica. Departamento de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2000.
43. PADOVESE, L. R. Automação de Diagnóstico de Falhas em Plantas Industriais. Tese de Livre Docência, EPUSP, São Paulo, 2002.

44. PROAKIS, J. G.; MANOLAKIS, D. G. **Digital Signal Processing: Principle, Algorithms, and Applications**. Practice-Hal, Inc, Third Edition, New Jersey/USA, 1996.
45. RIPPER NETO, A. P. **Medição de Vibrações para Manutenção Preditiva de Máquinas**. Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE, 2002. Disponível em: <<http://www.ufba.br/~eng311/artigosdomes.htm>>. Acesso: 15/03/2003.
46. SARANGA, H.; KNEZEVIC, J. **Reliability Prediction for Condition-based Maintained Systems**. Reliability Engineering & System Safety, n.71, p.219-224, 2001.
47. SERRIDGE, M.; LICHT, T. R. **Piezoelectric Accelerometer and Vibration Preamplifier Handbook**. Bruel & Kjaer, Denmark, 1986.
48. SERVIÇO DE BIBLIOTECAS DA EPUSP. **Diretrizes para Apresentação de Dissertações e Teses**. 2.ed., São Paulo, 2001.
49. SHIN, Y. S.; LIU, C. S.; JEON, J. J. **Determination of Vibration Alert Level in Condition Monitoring of Rotating Machinery**. Proc. Of International Modal Analysis Conference, IMAC, v.2, p.1483-1490, 1992.
50. SHIROISHI, J.; LI, Y.; LIANG, S.; DANILUK, S.; KARFESS, T. **Vibration Analysis for Bearing Outer Race Condition Diagnostic**. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences, v.21, n.3, p.1-14, 1999.
51. SILVA, A. A. **Deteção e Análise Dinâmica de Falhas em Rolamentos**. 1998. 209p. Tese de Doutorado da Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, São Carlos/SP.
52. SKF CONDITION MONITORING. **Prism4 for Windows: User Manual**. 1997.
53. SKF CONDITION MONITORING. **Severity Guidelines – gE Measurements**. 1998.
54. SKF CONDITION MONITORING. **Vibration Sensors**. 1999. Disponível em: <http://skfcm.com>. Data de acesso: 15/03/2003.
55. SKF RELIABILITY SYSTEMS. **Integration of Vibration Signals**. 2002. Disponível em: <http://apitudexchange.com/ax/index.jsp>. Data de acesso: 15/06/2003.
56. SWANSEN, D. **Paper Mill Gains from Condition Monitoring**. SKF Condition Monitoring. San Diego, California, USA, 2000. Disponível em:

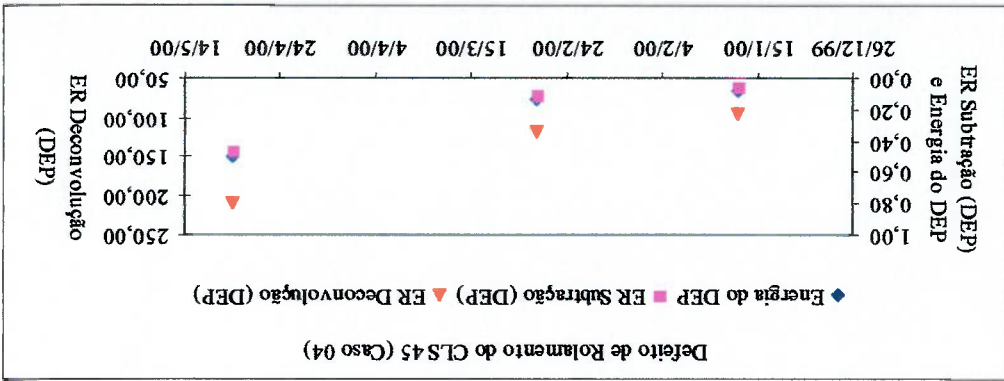
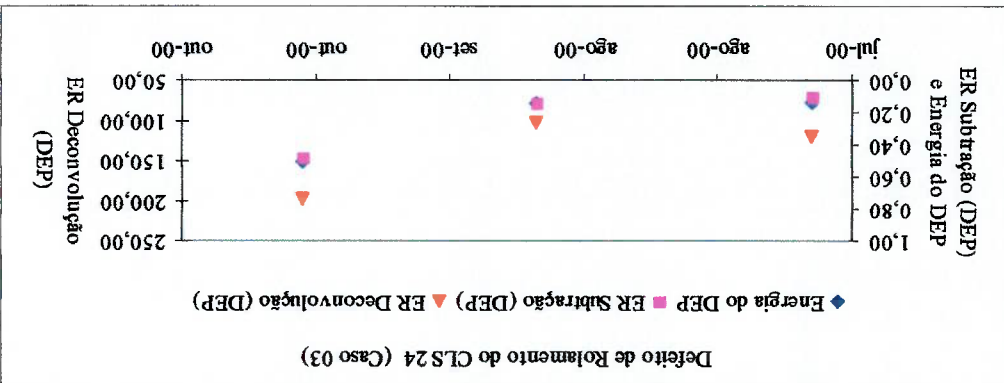
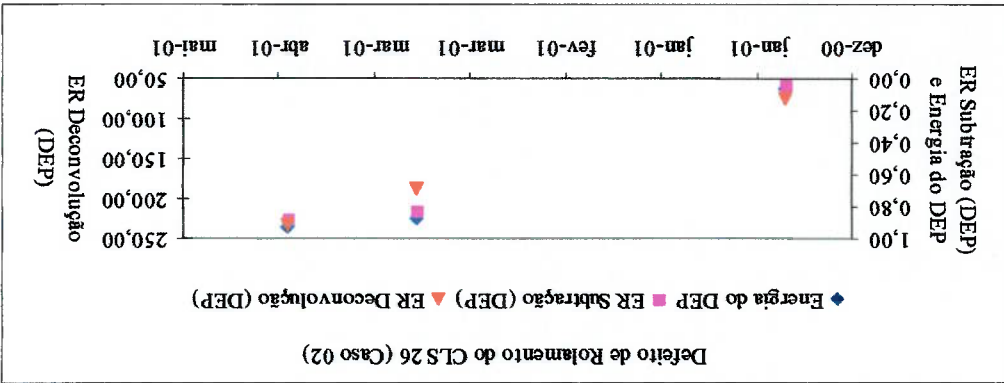
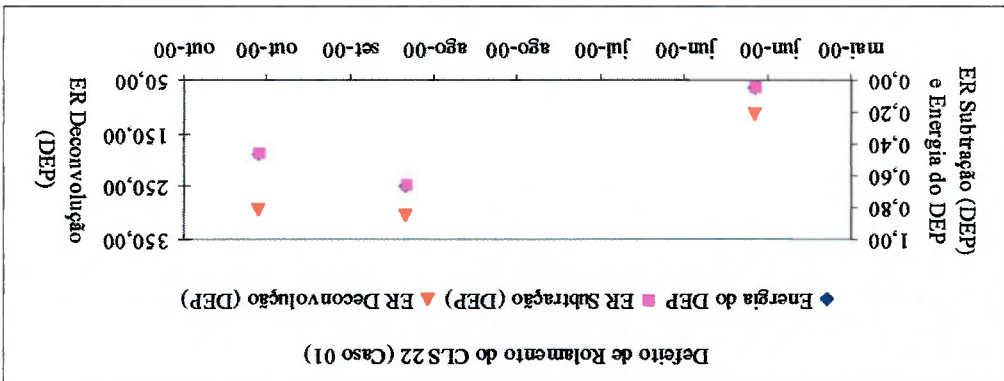
- <<http://evolution.skt.com/gb/eng-articles.asp?pkID=277>>. Data de acesso: 04/03/2003.
57. SWANSON, L. Linking Maintenance Strategies to Performance. International Journal of Production Economics, v.70, p.237-244, 2001.
58. TANDON, N. A Comparison of some Vibration Parameters for the Condition Monitoring of Rolling Elements Bearings. Measurement, v.12, p.285-289, 1994.
59. TANDON, N.; CHOUDHURY, A. A Review of Vibration and Acoustic Measurement Methods for the Detection of Defects in Rolling Elements Bearings. Tribology International, v.32, p.469-480, 1999.
60. TAYLOR, J. I. An Update of Determination of Antifriction Bearing Condition by Spectral Analysis. Vibration Meeting, New Orleans, p.1-11, April 1981.
61. TAYLOR, J. I., The Vibration Analysis Handbook - Chapter Four: Evaluation of Machinery Condition, p.1-30, Vibration Institute, New Orleans/USA, 1991.
62. VALENÇA, A. C. V.; MATTOS, R. L. G. Celulose de Mercado. Relatório de Gerencial I – BNDES, Rio de Janeiro, p.1-7, editoração GESIS/AO2.
63. VIERCK, R. K. Vibration Analysis. International Textbook Company, Scranton Pennsylvania, 1967.
64. WILLIAMS, T.; RIBADENEIRA, X.; BILLINGTON, S.; KURFESS, T. Rolling Element Bearing Diagnostics in Run-to-Failure Lifetime Testing. Mechanical Systems and Signal Processing, v.15(5), p.979-993, 2001.
65. WOKW, V. Machinery Vibration – Measurement and Analysis. McGraw-Hill, Inc, New York, 1991.

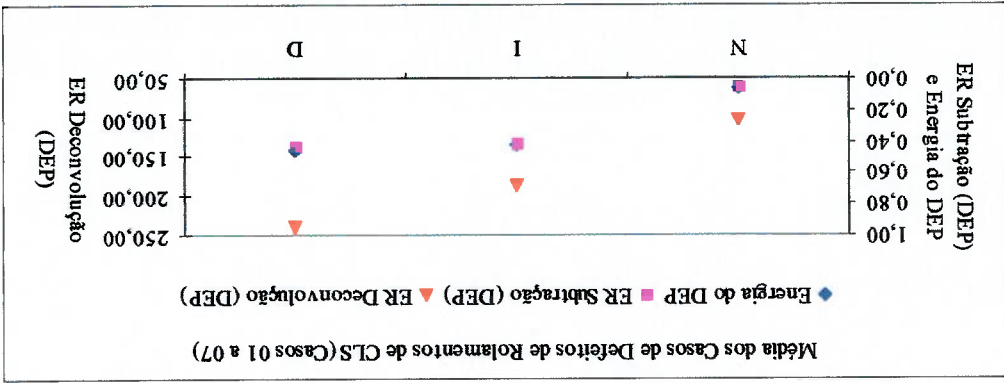
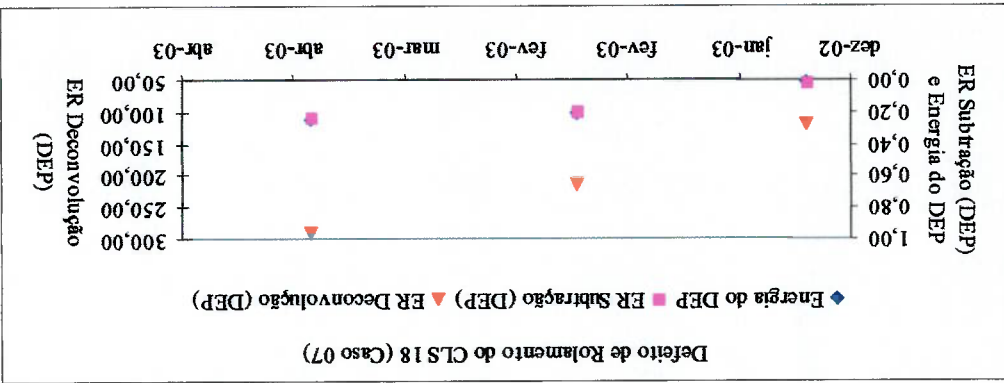
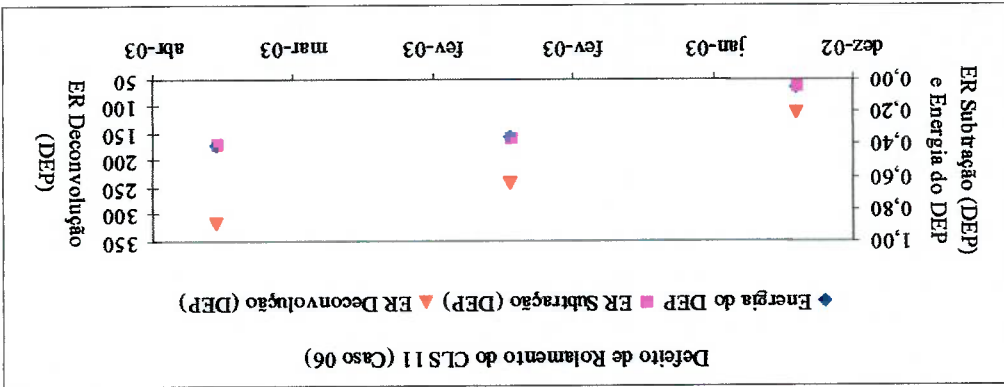
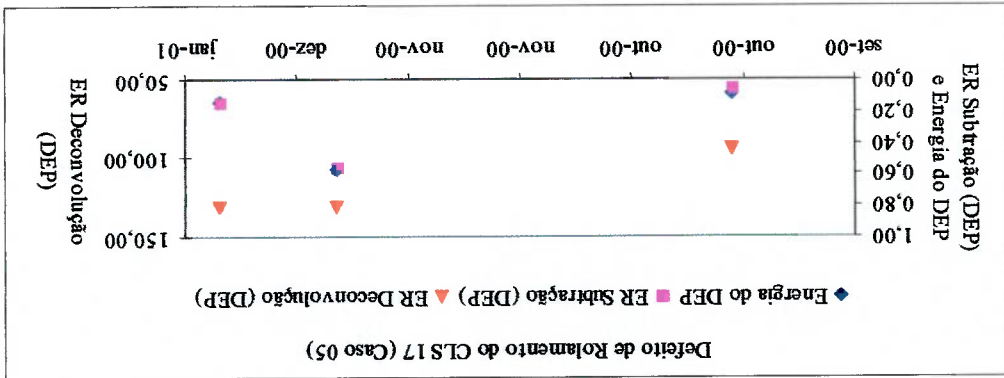
APÊNDICE A

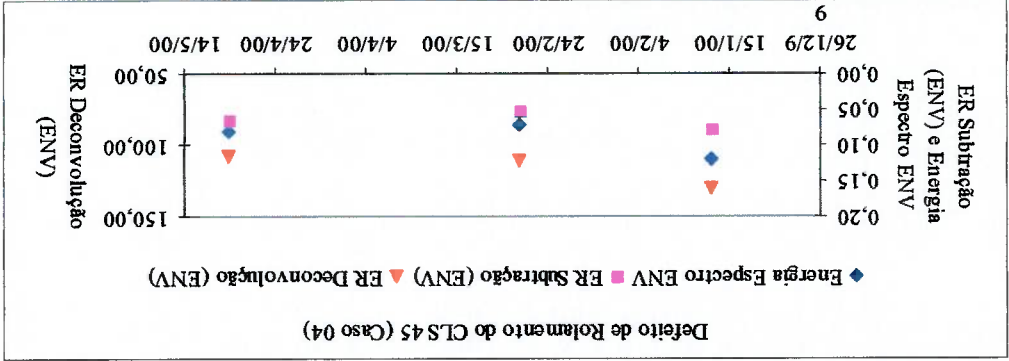
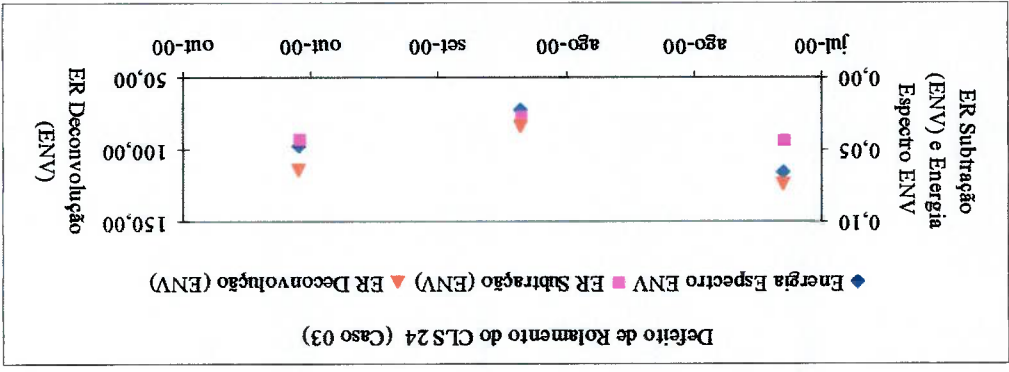
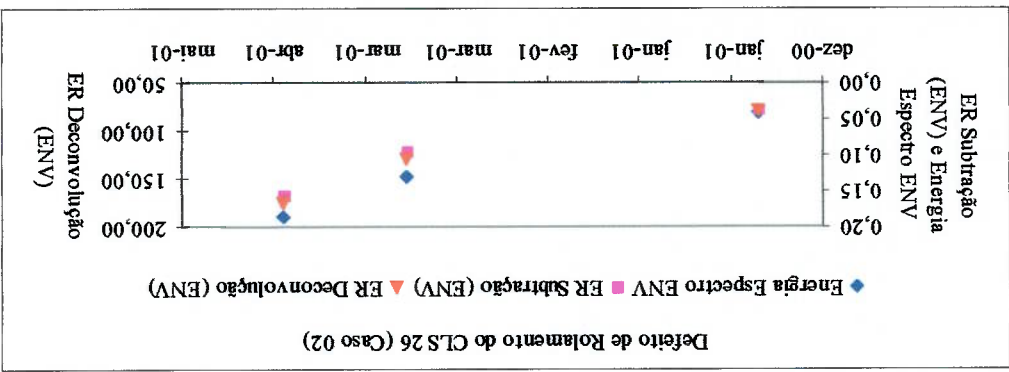
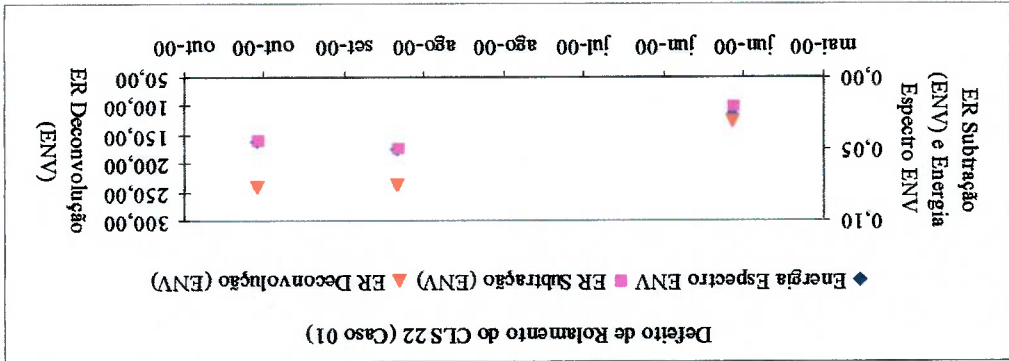
Planilha de Referências Bibliográficas por Assunto e Localização no Texto

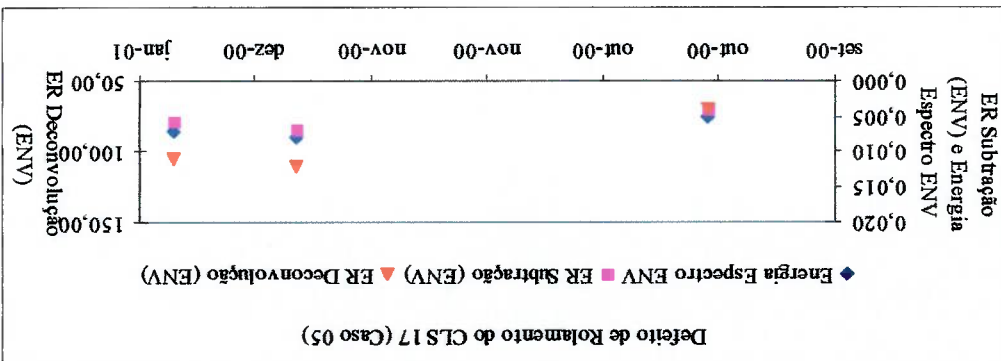
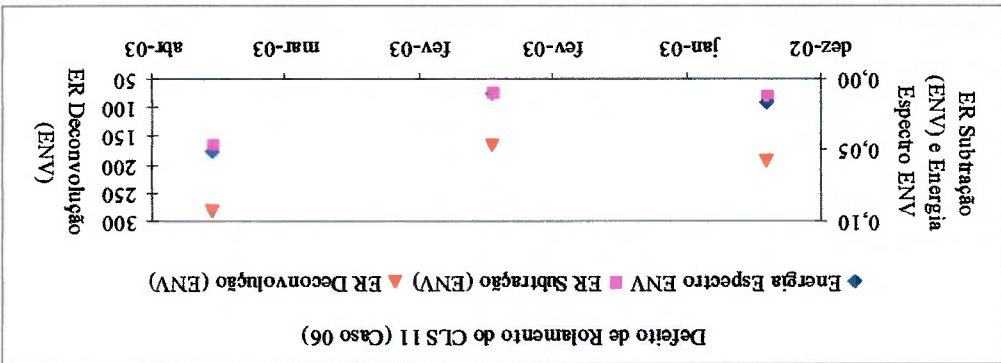
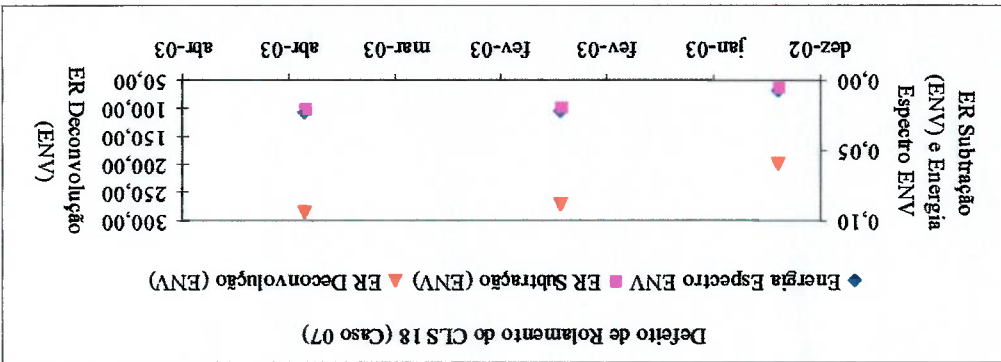
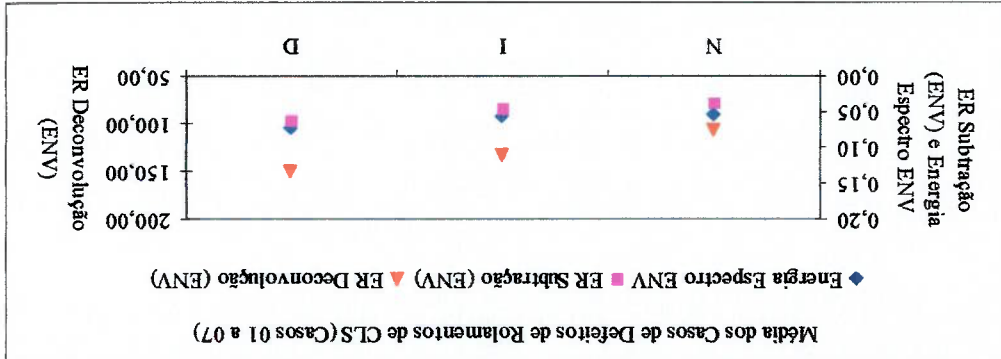
43	PADOVSE, L. R. Automação de Diagnóstico de Falhas em Prumos Industriais . Tese de Livre Docência, EPUSP, São Paulo, 2002.	Tese			2.5	4.1	4.2		5.1	5.2	6		
44	PROAKIS, J. G.; MANOLAKIS, D. G. Digital Signal Processing: Principle, Algorithms, and Applications . Prentice-Hall, Inc., Third Edition, New Jersey/USA, 1996.	Livro			3.3	4.2	4.3					2.3	
45	RUPPER NETO, A. P. Medição de Vibrações para Manutenção Preditiva de Máquinas . UFRJ-COPPE, 2002. <http://www.ufrja.br/~eng311/artigosnetos.htm>. Acesso: 15/03/2003.	Artigo		3.1	3.3	3			5			2.3	
46	SARANGA, H.; KNEZEVIC, J. Reliability Prediction for Condition-based Maintained Systems . Reliability Engineering & System Safety, n.71, p.219-224, 2001.	Artigo		2.1									
47	SERRIDGE, M.; LIGHT, T. R. Piezoelectric Accelerometer and Vibration Pre-amplifier Handbook . Bural & Kjaer, Denmark, 1986.	Livro		3.1								2.3	
48	SERVIÇO DE BIBLIOTECAS DA EPUSP. Diretrizes para Apresentação de Dissertações e Teses . 2.ed., São Paulo, 2001.	Apostila											Não Citado
49	SHIN, Y. S.; LEE, C. S.; JEON, J. J. Determination of Vibration Alert Level in Condition Monitoring of Rotating Machinery . Modal Analysis Conference, IMAC, v.2, p.1483-1490, 1992.	Artigo			4.1								
50	SHROISHI, J. I.; LI, Y.; LIANG, S.; DANILUK, S.; KARFESS, T. Vibration Analysis for Bearing Outer Race Condition Diagnostic . Journal of BR Society Mech. Sciences, v.21, n.3, p.1-14, 1999.	Artigo			4	4	4						
51	SILVA, A. A. Deteção e Análise Dinâmica de Falhas em Rolamentos . 1998. 209p. Tese de Doutorado da Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, São Carlos/SP.	Tese			2.5	4.1							
52	SKE CONDITION MONITORING. Prismat for Windows: User Manual . 1997.	Manual			2.5								
53	SKE CONDITION MONITORING. Severty Guidelines - gE Measurements . 1998.	Norma			2.5								
54	SKE CONDITION MONITORING. Vibration Sensors . 1999. Disponível em: http://skf.com . Data de acesso: 15/03/2003.	Revista Técnica		3.1	3.2	3.3							
55	SKE RELIABILITY SYSTEMS. Integration of Vibration Signals . 2002. Disponível em: http://gphdexchange.com/axindex.jsp . Data de acesso: 15/06/2003.	Revista Técnica										2.3	
56	SWANSEN, D. Paper Mill Gains from Condition Monitoring . SKF Condition Monitoring. 2000. Disponível em: < http://evolution.skf.com/eng/articles.asp?PKID=277 >. Acesso: 04/03/2003.	Artigo		2.1								2.1	
57	SWANSON, L. Linking Maintenance Strategies to Performance . International Journal of Production Economics, v.70, p.237-244, 2001.	Artigo		2.1									
58	TANDON, N. A. Comparison of some Vibration Parameters for the Condition Monitoring of Rolling Elements Bearings . Measurement, v.12, p.285-289, 1994.	Artigo			2.5	4	4	4	4				
59	TANDON, N.; CHOUDHURY, A. A. Review of Vibration and Acoustic Measurement Methods for the Detection of Defects in Rolling Elements Bearings . Trib Int 1999.	Artigo				4.1	4	4.2	4.2	5.1	5.2		
60	TAYLOR, J. I. An Update of Determination of Antifriction Bearing Condition by Spectral Analysis . Vibration Meeting, New Orleans, p.1-11, April 1981.	Artigo								5.1			
61	TAYLOR, J. I. The Vibration Analysis Handbook - Chapter Four: Evaluation of Machinery Condition , p.1-30, Vibration Institute, New Orleans/USA, 1991.	Livro								5.1			
62	VALENÇA, A. C. V.; MATTOS, R. L. G. Célulose de Mercado . Relatório de Gerencial I - BNDDES, Rio de Janeiro, p.1-7, edição: GESIS/AO2.	Artigo		2.2									
63	VERCK, R. K. Vibration Analysis . International Textbook Company, Scranton Pennsylvania, 1967.	Livro											Não Citado
64	WILLIAMS, T.; RIBADENEIRA, X.; BILLINGTON, S.; KURPES, T. Rolling Element Bearing Diagnostics in Run-to-Failure Lifetime Testing . Mech System and Signal Proc, 2001.	Artigo						4.2					
65	WOWK, V. Machinery Vibration - Measurement and Analysis . McGraw-Hill, Inc, New York, 1991.	Livro		2.4	3.1	3.2	3.3		5.1				2.3

APÊNDICE B
Gráficos dos Resultados dos Cálculos da Energia Residual para Rolamentos de
Cilindros Secadores

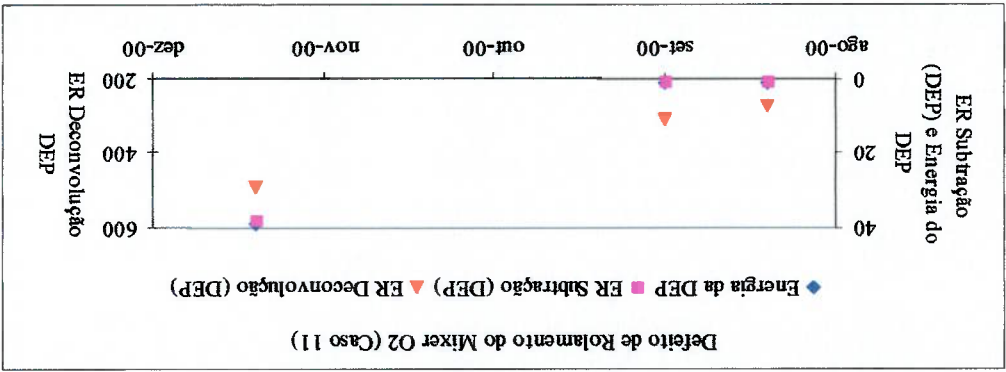
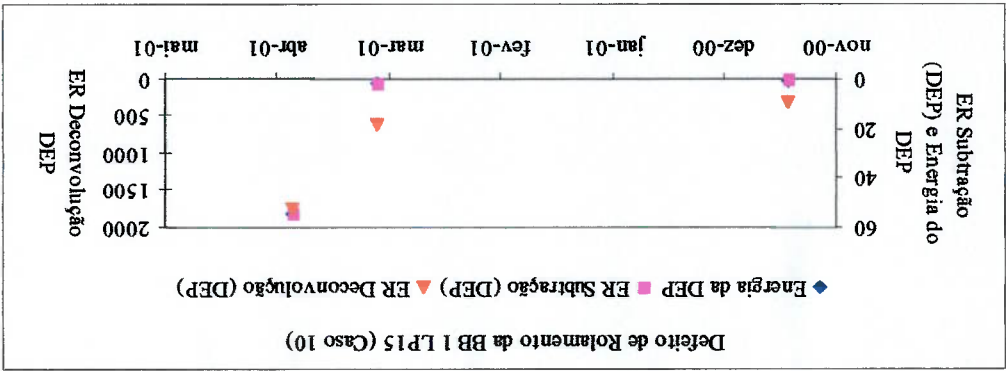
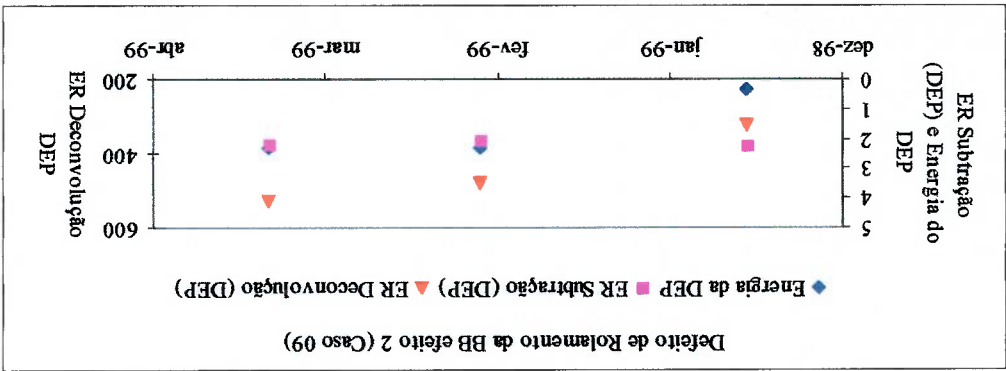
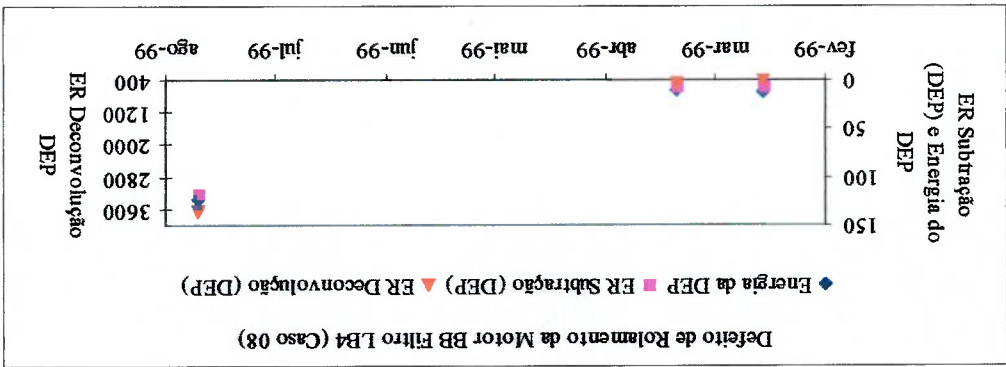


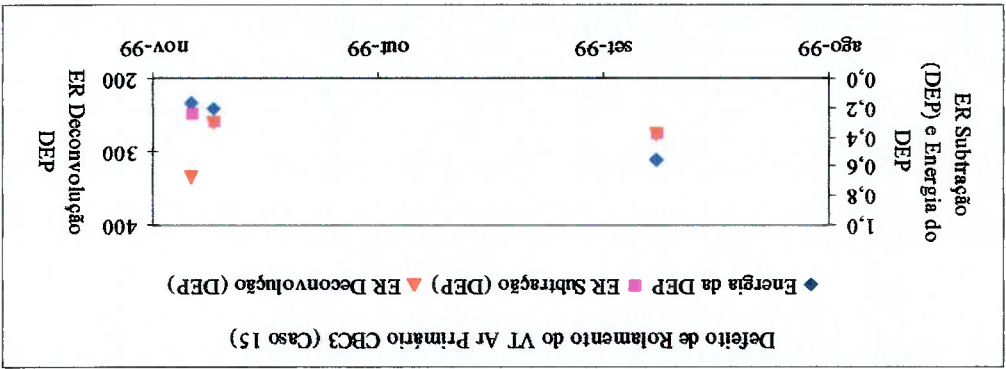
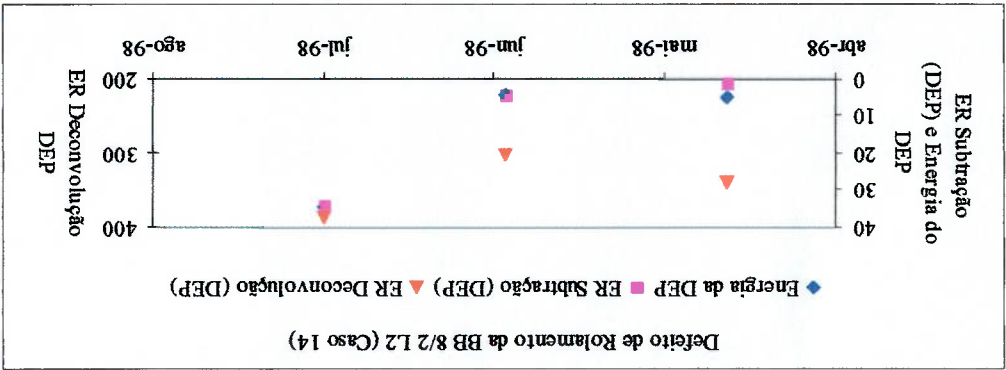
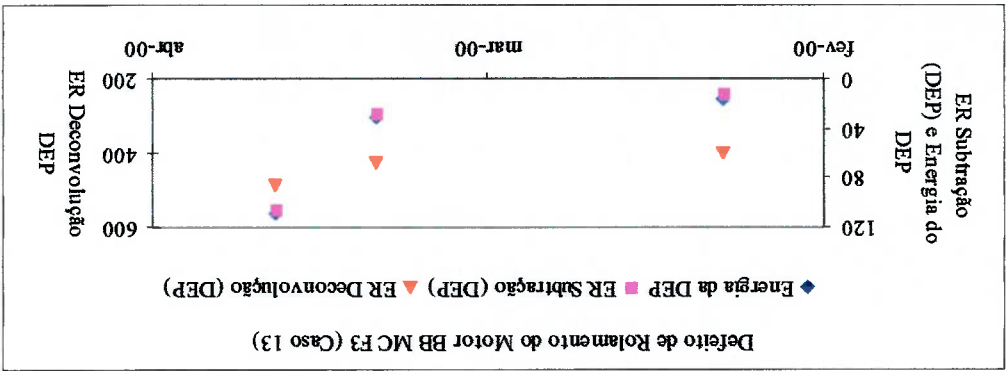
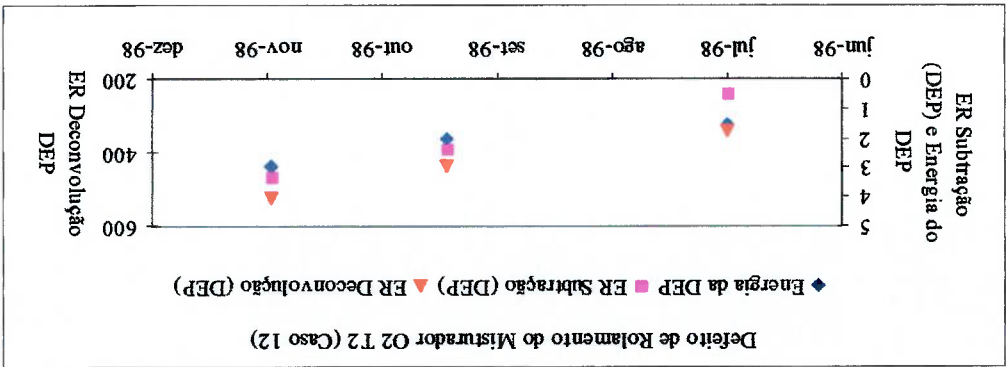


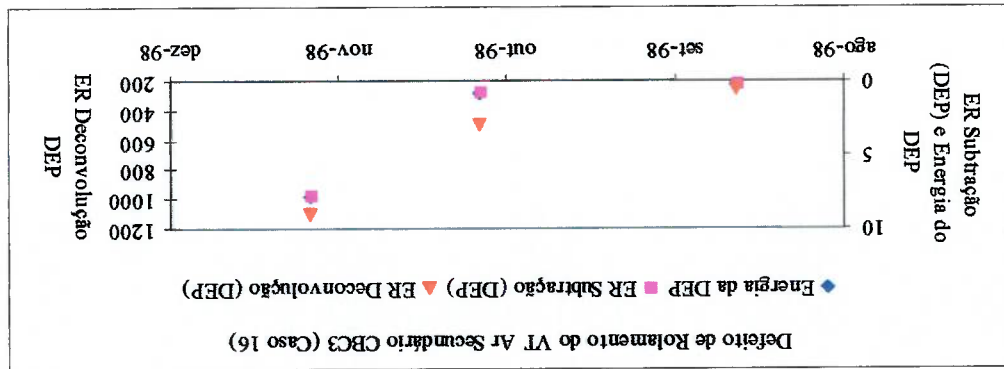
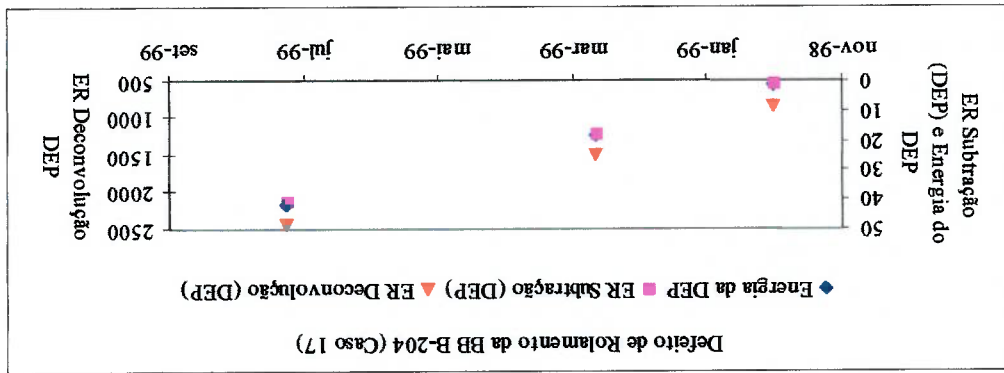
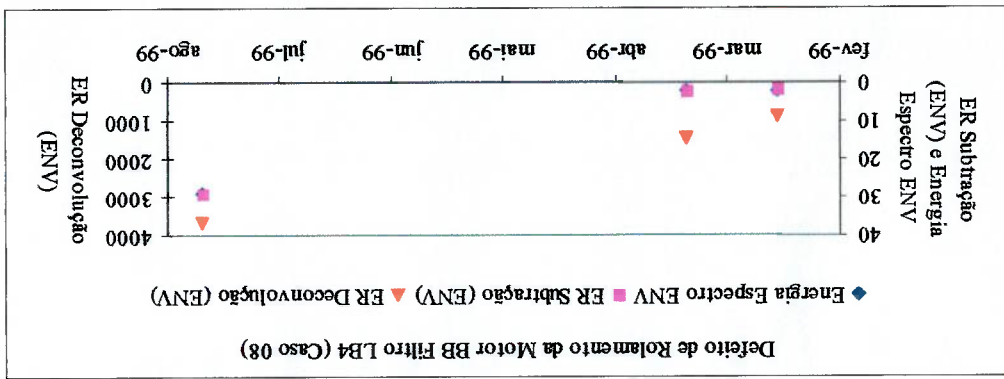
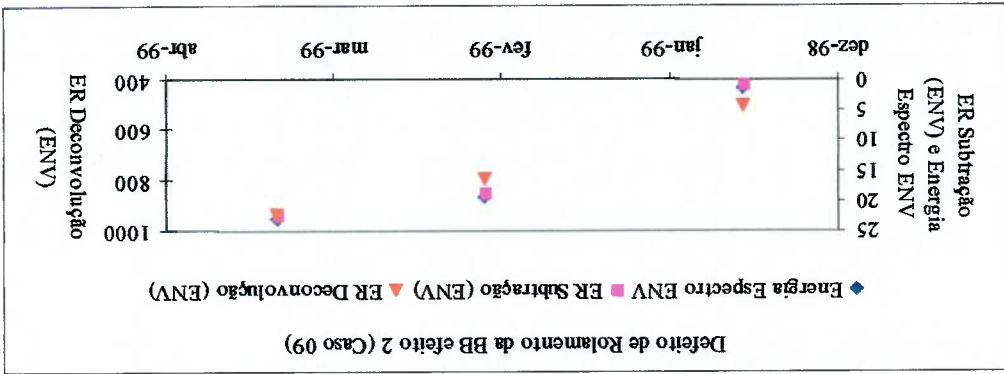


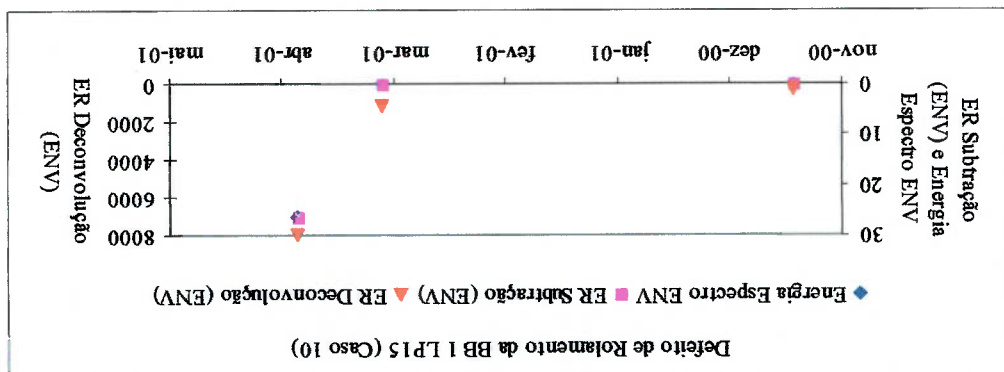
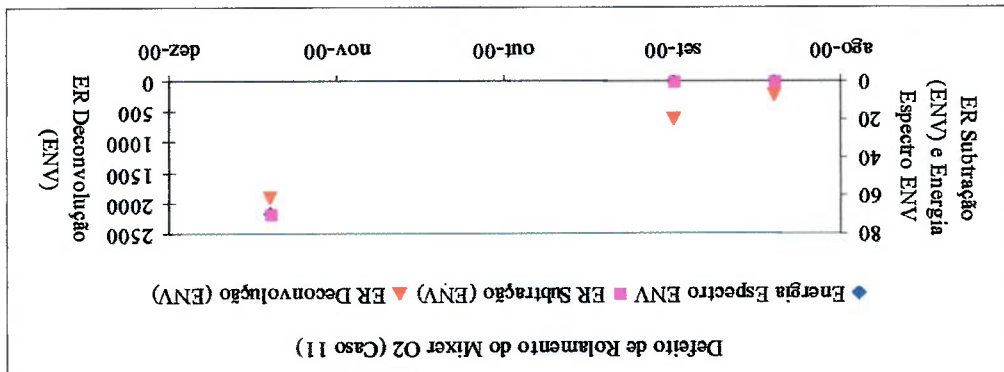
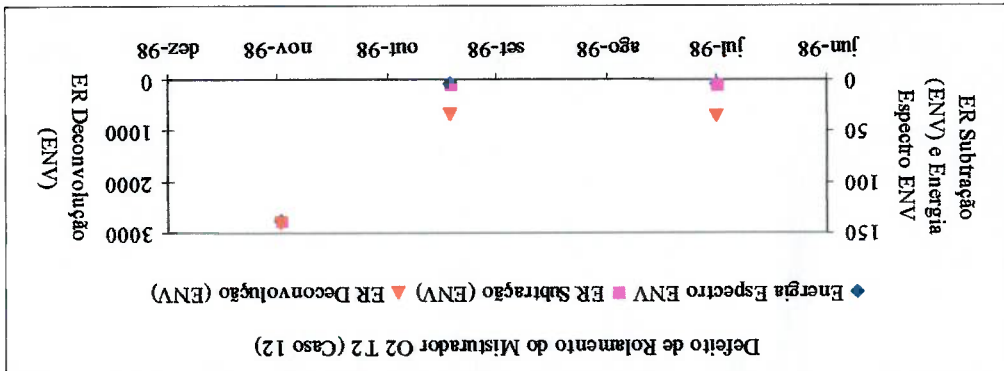
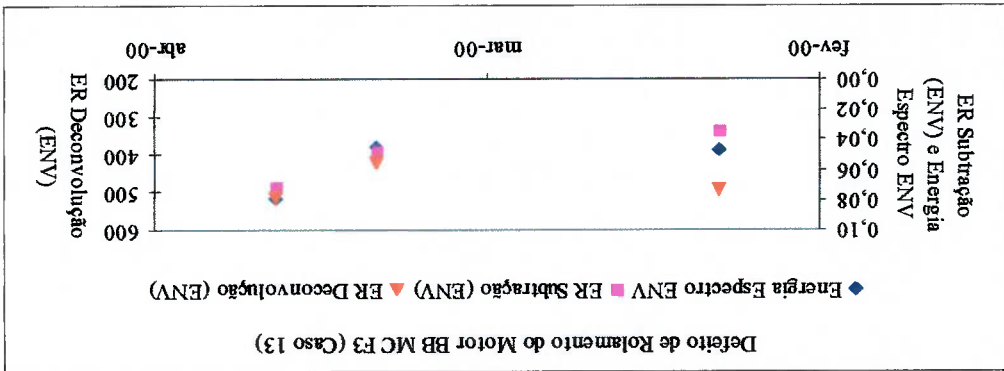


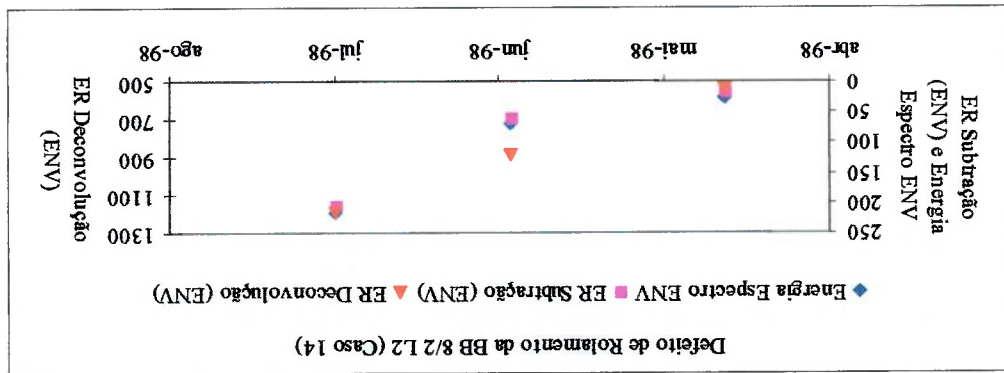
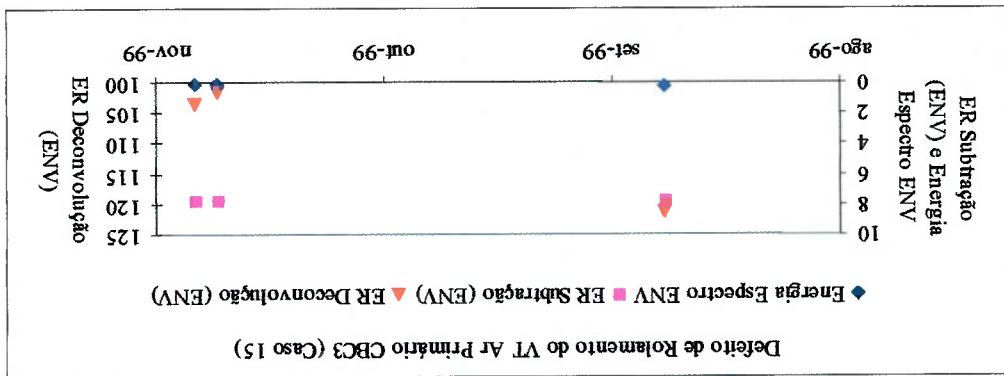
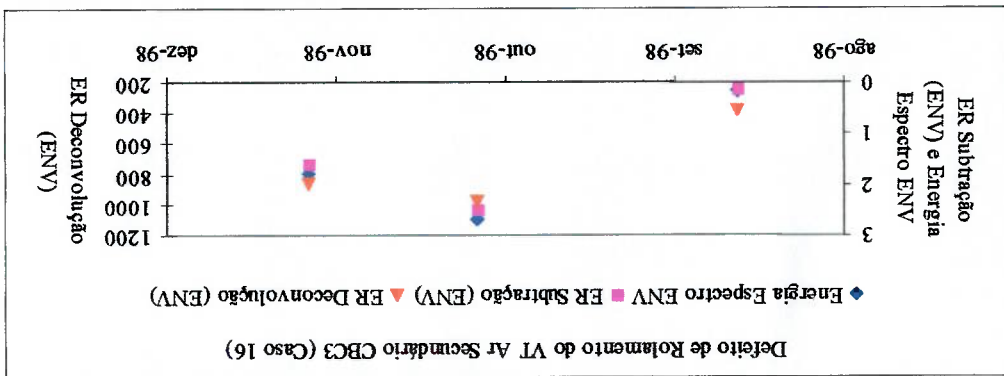
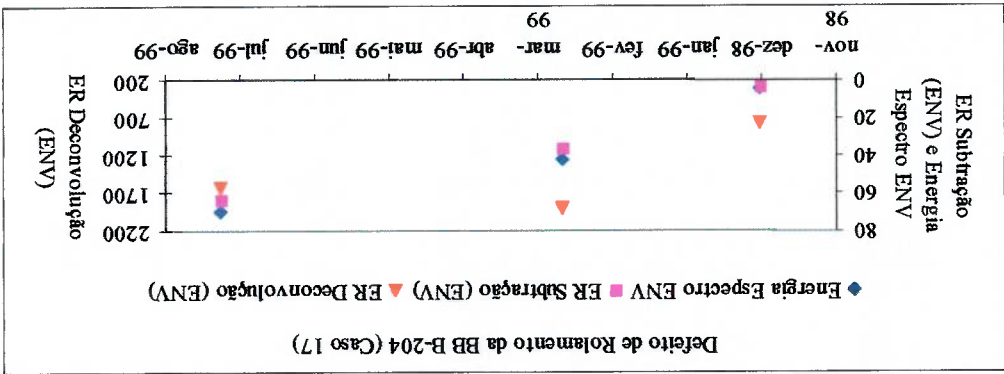
APÊNDICE C
Gráficos dos Resultados dos Cálculos da Energia Residual para Rolamentos de Equipamentos Industriais











APÊNDICE D

Gráficos dos Resultados dos Cálculos da Energia Residual para Defeitos Mecânicos

