

DETECÇÃO DE FALHAS EM ROLAMENTOS POR ANÁLISE DE VIBRAÇÃO EM BANCADA DIDÁTICA

MAURÍCIO MASSAO KOGA¹
FLAVIO ANTUNES FERREIRA²
SAULO AGUIAR SAIS³
APARECIDO SERAPIAO DOS SANTOS⁴

Resumo

Neste trabalho foi realizado um estudo comparativo entre técnicas de análise de vibração em rolamentos utilizando o domínio do tempo (valor global RMS) e o domínio da frequência em um equipamento rotativo. Inicialmente são medidos e comparados os valores globais RMS antes e depois da manutenção. Em seguida são aplicados os modelos matemáticos para conhecer as frequências características de defeitos destes rolamentos e comparar com os valores encontrados nas medições de vibração. Na primeira análise os resultados indicam altos níveis de vibração no equipamento devido às falhas na montagem e defeitos em rolamentos antes da manutenção. Realizado as correções necessárias, os níveis de vibração diminuíram satisfatoriamente, conforme a norma ISO 2372. Este estudo possibilitou uma boa compreensão para determinar o estado operacional de um equipamento rotativo e identificar as causas de defeitos mecânicos mediante a análise de vibração dos rolamentos.

Palavra-chave: Valor Global. Rolamentos. Frequências.

¹ Graduação – Tecnólogo em Manutenção Industrial, da Faculdade de Tecnologia

do SENAI Londrina. e-mail: Mauricio-koga@hotmail.com

² Especialista – Faculdade de Tecnologia SENAI Londrina. e-mail: flavio.ferreira@pr.senai.pr

³ Especialista – Faculdade de Tecnologia SENAI Londrina. e-mail: Saulo.saes@pr.senai.pr

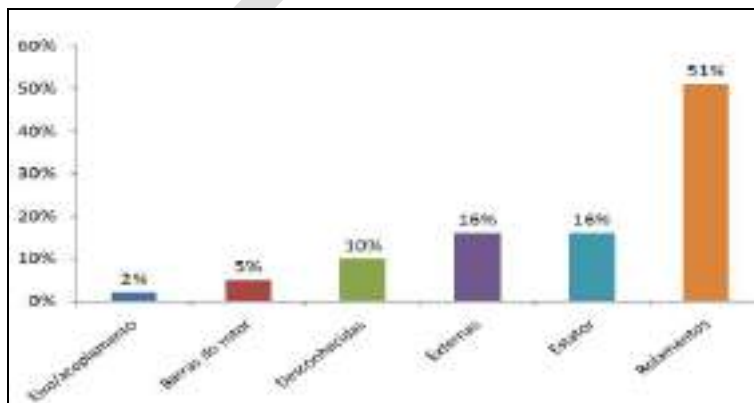
⁴ Especialista - Faculdade de Tecnologia SENAI Londrina. e-mail: aparecido.serapiao@pr.senai.pr

INTRODUÇÃO

Na economia globalizada dos dias de hoje, a sobrevivência das organizações depende de sua habilidade e rapidez de inovar e efetuar melhorias contínuas. Como resultado, as organizações vêm buscando incessantemente novas ferramentas de gerenciamento, que as direcionem para uma maior competitividade através da qualidade e produtividade de seus produtos, processos e serviços (KARDEC & NASCIF, 2013).

A manutenção, como função estratégica das organizações, é responsável direta pela disponibilidade dos ativos, tem importância capital nos resultados da empresa. Esses resultados serão tanto melhores quanto mais eficaz for à gestão da manutenção. Segundo dados estatísticos da associação brasileira de manutenção e gestão de ativos, (ABRAMAN, 2003), o Brasil tem custo de manutenção por faturamento bruto de 4,3% do produto interno bruto (PIB) contra a média mundial de 4,1%, isso significa para um PIB Fundação Getúlio Vargas (FGV) de US\$ 451 bilhões - representam US\$ 19 bilhões em gastos em manutenção. Portanto, esta realidade demonstra que as organizações devem procurar as melhorias contínuas na sua gestão da manutenção, buscando-se incessantemente os conhecimentos inovadores e aplicação das melhores práticas da manutenção já praticadas nas organizações dos países do primeiro mundo.

Figura 1- Estatística de falhas em motores assíncronos



Fonte: Araujo (2011) adaptado de EASA (2003).

Um estudo da (EASA 2003) mostra uma estatística de falhas em motores elétricos, onde 51% das falhas podem ou estão diretamente

relacionadas aos rolamentos. A Figura 1, elaborada com dados extraídos de Electrical Apparatus Service Association (EASA, 2003), demonstra ser os rolamentos, dentre um conjunto de falhas, a principal causa de falhas em motores assíncronos (ARAÚJO, 2011).

Folgas, defeitos ou desalinhamentos de rolamentos ou mancais de máquinas rotativas refletem-se na alteração de frequências ou no surgimento de novas frequências (MARÇAL, 2005).

O monitoramento das condições vibratórias pode ser dividido em três áreas principais: detecção, diagnóstico e prognóstico. A detecção ocorre com uma alteração nas condições vibratórias, mecânicas e elétricas da máquina. O diagnóstico determina a localização e o tipo da falha, e o prognóstico envolve a estimativa da vida restante do rolamento danificado (ALMEIDA, 2007).

O objetivo deste trabalho é comparar técnicas de análise de vibração em valor global RMS e a técnica do domínio da frequência, dotado de referenciais práticos que permitam o diagnóstico de defeitos com precisão e antecedência adequada.

Parte-se da análise de sinais de vibração reais que acontecem em duas etapas distintas, obtidos a partir de uma bancada didática como os componentes: motor acoplado a um eixo de serra, Figura 2.

Figura 2 – Bancada didática: motor ½ CV acoplado a eixo de serra.



Fonte: do autor (2016)

A primeira etapa acontece com o equipamento apresentando nível de ruídos bastante elevados, do qual se constatou problemas de desalinhamento, tensão excessiva da correia, eixo e rolamentos desgastados. A segunda etapa acontece com o conjunto revisado com eixo e rolamentos novos. Os sinais captados para a análise são calculados e plotados em planilha e gráficos

utilizando o Microsoft EXCEL. Os resultados das análises foram avaliados por parâmetros de valor global RMS conforme norma ISO 2372 e pelo domínio da frequência, com os quais foi possível identificar as falhas no equipamento e nos rolamentos.

O uso da análise de vibrações para investigar falhas nos equipamentos rotativos, bem como realizar um acompanhamento periódico de sua evolução, possibilita subsídios de informações concretas para a tomada de decisões da equipe de manutenção, o qual fará o planejamento adequado para a substituição das peças defeituosas. Esta ação possibilita a economia em recursos humanos e financeiros como tempo de produção, consumo de material sobressalente, e até mesmo reduzir o impacto ambiental.

ANÁLISE DE VIBRAÇÕES

A premissa fundamental sobre a qual se baseia a análise de vibração como técnica aplicada à manutenção industrial é: “Cada componente ou cada tipo de deficiência mecânica de uma máquina em operação produz uma vibração de frequência específica que em condições normais de funcionamento, alcança uma amplitude máxima determinada” (YA'CUBSOHN, 1983).

Quando esses componentes operam continuamente a alta velocidade, o desgaste e outros problemas vão surgindo, fazendo aumentar o nível de vibração (CAMPOS, 2011). Os principais defeitos que normalmente causam um aumento dos níveis de vibração são:

Desbalanceamento (desequilíbrio) das partes rotativas – condição que existe num rotor quando a força ou movimento vibratório é transmitido aos seus rolamentos devido a forças centrífugas; também pode ser definido como distribuição desigual de uma massa sobre o eixo de rotação do rotor. As partes rotativas estão balanceadas quando o eixo de rotação (eixo sobre o qual o rotor giraria se não estivesse bloqueado pelos rolamentos) e o eixo geométrico (eixo físico do rotor) estão coincidentes; O desbalanceamento tende a ocasionar elevada vibração radial.

Desalinhamentos – os desalinhamentos acontecem nos pontos de ligação entre equipamentos e podem ser de três tipos: angular – quando a linha central de dois veios abrem um ângulo; paralelo – quando apesar dos veios estarem alinhados existe um deslocamento entre eles; Angular e Paralelo – quando estão presentes os dois tipos anteriores; Normalmente, eixos desalinhados tendem a ocasionar

vibrações radiais (horizontal e vertical), dependendo do suporte, e elevada vibração axial.

Rolamentos e engrenagens danificadas ou desgastadas – os problemas em rolamentos e engrenagens podem surgir devido a desbalanceamentos e desalinhamentos, que provocam um esforço anormal no rolamento ou engrenagem levando à sua falha, ou devido as solicitações normais de funcionamento. Tanto os problemas nos rolamentos como engrenagens podem ser detectados através da medição do envelope de aceleração (o envelope de aceleração é uma gama específica de altas frequências).

Problemas em correias e correntes – os problemas em correias e correntes ocorrem fundamentalmente devido a desalinhamento de polias e tensões de funcionamento inadequadas.

Folgas/frouxidão - as folgas mecânicas podem ser causadas devido a componentes rotativos soltos ou má fixação do equipamento à fundação (CAMPOS, 2011) 13p.

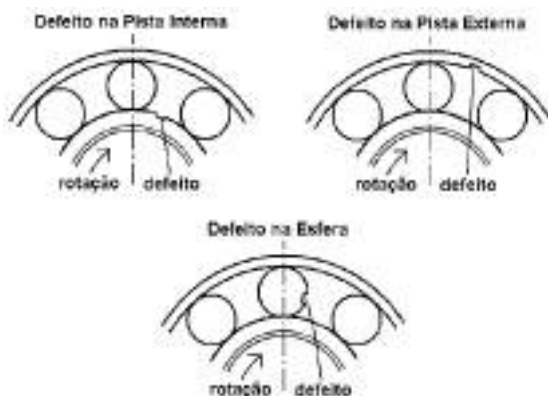
MODO DE FALHA DOS ROLAMENTOS

Os modos de falhas mais comuns são: fadiga, desgaste, corrosão, lubrificação insuficiente ou excessiva e contaminação por meio abrasivo. Os efeitos resultantes dos fatores acima incluem trincas ou fraturas, desgaste das pistas e dos elementos rolantes, lascamento e corrosão, sendo que qualquer um desses em estágio avançado pode comprometer o funcionamento do mancal de rolamento (EDWARDS, LEES e FRISWELL, 1998).

De todos os tipos de falhas, o lascamento é considerado o mais comum deles e é causado basicamente pela fadiga no contato da esfera com a pista durante a operação do mancal de rolamento, o que normalmente é resultado de tensões cíclicas que surgem nas superfícies de contato da esfera com a pista (OLIVEIRA, 2005). A falha inicia-se por trincas de fadiga e, se progredir, pode iniciar uma trinca na pista que irá condenar o rolamento (OLIVEIRA, 2005).

O lascamento pode ocorrer nos três principais elementos do mancal de rolamento: pista externa, pista interna ou na esfera, como representado na Figura 3. Na Figura 4 se observa exemplos de danos em pista interna.

Figura 3 – Danos em rolamento



Fonte: OLIVEIRA (2005)

Figura 4- Danos na pista interna



Fonte: NSK (2001)

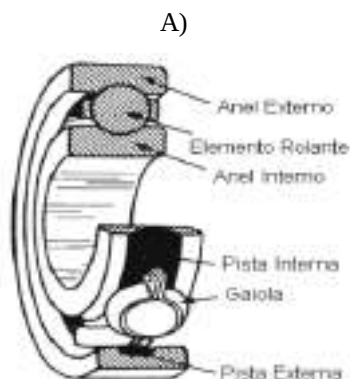
GEOMETRIA E CINEMÁTICA DOS ROLAMENTOS

Um entendimento da geometria e cinemática dos mancais de rolamentos é essencial para a detecção de falhas do rolamento, pois ela determina as velocidades rotacionais dos elementos do mancal em relação uns aos outros e as frequências teóricas de falha do rolamento (ALMEIDA, 2007).

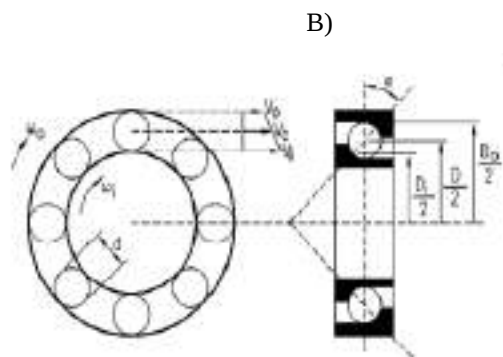
Na Figura 5, A) apresenta os componentes de um rolamento fixo de esferas e B) apresenta o desenho esquemático de um rolamento de esferas de contato angular, e o Quadro 1 fornece os parâmetros, no caso mais geral, em que a pista interna é giratória e a pista externa é fixa.

As falhas nos rolamentos tipicamente ocorrem devido a defeitos localizados na pista externa, pista interna, nos elementos rolantes ou na gaiola que direciona os elementos rolantes. Estes defeitos geram uma série de impactos de vibração devido ao choque dos elementos rolantes com a superfície do defeito. Estas vibrações ocorrem em frequências características, que são estimadas em função da velocidade da rotação do eixo e da geometria dos componentes do rolamento. Estas frequências são denominadas de frequências características dos defeitos (FCDs) (MESQUITA, SANTIAGO, *et al.*, 2002).

Figura 5- A) Componentes do rolamento; B) Rolamento de esfera de contato angular



Fonte: (MESQUITA, 2002).



Fonte: (ALMEIDA, 2007)

Quadro 1- Parâmetros de dimensional e físico

D	Diâmetro primitivo do mancal de rolamento
D_i	Diâmetro da pista interna
D_o	Diâmetro da pista externa
α	Ângulo de contato
d	Diâmetro da esfera
ω_i	Velocidade angular pista interna
ω_o	Velocidade angular pista externa
ω_c	Velocidade angular da esfera
V_i	Velocidade tangencial da pista interna
V_o	Velocidade tangencial da pista externa
V_c	Velocidade tangencial da esfera

Fonte: Oliveira (2005)

Na maioria dos casos a pista externa é fixa e a pista interna gira junto com o eixo de rotação da máquina. As fórmulas e unidades para o cálculo das frequências características dos rolamentos para pista externa fixa estão representadas no Quadro 2 e 3 respectivamente.

Quadro 2- Fórmulas das frequências características dos rolamentos para pista externa fixa.

LOCALIZAÇÃO DO DEFEITO	EQUAÇÕES DE FREQUÊNCIA
Defeito na pista interna (BPFI) “ball pass frequency of the inner race”	$BPFI = \frac{N}{2} f_r \left(1 + \frac{d}{D}\right) \cos\alpha$
Defeito na pista externa (BPFO) “ball pass frequency of the outer race”	$BPFO = \frac{N}{2} f_r \left(1 - \frac{d}{D}\right) \cos\alpha$
Defeito na Gaiola (FTF) “fundamental train frequency”	$FTF = \frac{N}{2} f_r \left(1 - \frac{d}{D}\right) \cos\alpha$
Defeito na esfera (BSF) “ball spin frequency”	$BSF = \frac{D}{2d} f_r \left[1 - \left(\frac{d}{D} \cos\alpha\right)^2\right]$

Fonte: (Mesquita, Santiago, *et al.*, 2002)

Quadro 3- Parâmetros de dimensional, físico e rotacional.

N	Número de elementos rolantes (esferas)
f_r	Frequência de rotação (Hz)
d	Diâmetro do elemento rolante (mm)
D	Diâmetro primitivo (mm)
α	Ângulo de contato

Fonte - (MESQUITA, SANTIAGO, *et al.*, 2002).

As quantidades geométricas e físicas que juntamente com a velocidade de rotação são necessárias para o cálculo das frequências dos defeitos são: o número de elementos rolantes, N , o diâmetro destes elementos, d , o diâmetro médio do rolamento, D , e o ângulo de contato, α . (MESQUITA, SANTIAGO, *et al.*, 2002)

O método da análise espectral consiste em calcular as FCDs, fazer a medição do sinal de vibração do rolamento e então obter o espectro de frequências. Comparando-se as frequências identificadas no espectro com as FCDs calculadas, pode-se determinar se está havendo um defeito no rolamento e qual componente está defeituoso. (MESQUITA, SANTIAGO, *et al.*, 2002)

As expressões das FCDs são baseadas na consideração de movimento rolante puro. Contudo, na realidade algum deslizamento pode ocorrer causando leve desvio nos valores das frequências características. Portanto, estas equações devem ser consideradas apenas como uma aproximação do valor real (MESQUITA, SANTIAGO, *et al.*, 2002).

1.1 Parâmetros de Medição

O acompanhamento e a análise de vibração estão entre os mais importantes métodos de predição em vários tipos de indústrias e os parâmetros de vibração relacionados com máquinas rotativas são usualmente expressos em termos de deslocamento, velocidade e aceleração. (KARDEC & NASCIF, 2013)

Todas as três representam o quanto o equipamento está vibrando e a frequência é a outra variável de importância na análise de vibração, que ajuda a identificar a sua origem, ou seja, o que está causando a vibração. E finalmente, a fase indica onde o ponto pesado se encontra em relação ao sensor de vibração. (KARDEC & NASCIF, 2013)

Essas variáveis são representadas pelas fórmulas na Tabela 1, na Tabela 2 apresenta as relações matemáticas para compreensão das variáveis de velocidade e aceleração.

Tabela 1- Representação matemática das variáveis de vibração relacionada com máquinas rotativas.

Parâmetros	Valores
Deslocamento	$x = A \cdot \text{sen}(\omega t)$
Velocidade	$v = A\omega \cdot \cos(\omega t) = \frac{dx}{dt}$
Aceleração	$a = -A\omega^2 \cdot \text{sen}(\omega t) = \frac{dv}{dt}$

Fonte: KARDEK & NASCIF (2013) p.276.

Onde:

A = amplitude do vetor (vibração) de zero a pico em mm.

ω = velocidade angular em rad/ seg.

t = tempo em segundos.

Como $\omega = 2\pi f$, onde f = frequência em ciclos/segundo, substituindo nas formulas de deslocamento, velocidade e aceleração, verificamos que:

✓ a amplitude de deslocamento independe da frequência;

- ✓ a amplitude de velocidade crescerá proporcionalmente à frequência*;
- ✓ a amplitude de aceleração crescerá com o quadrado da frequência*.

*Para um valor constante da amplitude de deslocamento.

Tabela 2 - Relações matemáticas das variáveis, velocidade e aceleração.

$V = 2\pi f A$	$a = (2\pi f)^2 A$
Fonte: KARDEK & NASCIF (2013) p. 277.	

1.2 Valor Global

As máquinas são elementos mecânicos complexos, articulados. As peças que sofrem excitação podem oscilar e as oscilações transmitem-se pelas articulações aos demais elementos acoplados. O resultado é um complexo de frequências que caracteriza o sistema.

Cada vez que uma peça altera suas características mecânicas por desgaste ou trinca, uma componente de frequência do sistema será alterada. Havendo alteração no acoplamento entre as peças, altera o coeficiente de transmissão do sinal entre as peças e, em consequência, a forma de frequência global do sistema. (MARÇAL, 2005)

O valor RMS é uma medida da energia contida no sinal. Conforme descrito por Lebold et. al. (2000), o valor RMS é útil para acompanhar o nível global de energia do sinal, o que pode dar bons indícios de presença de falhas, contudo não permite a identificação de qual o componente falhado. (PRADO Jr., 2003)

Este valor representa 0,707 vezes o pico de velocidade sendo normalmente expresso em mm/s. A definição do tipo de amplitude a utilizar, deslocamento, velocidade e aceleração, depende do equipamento a analisar, isto é, depende da frequência a que o equipamento funciona. (CAMPOS, 2011)

A caneta de vibração nos fornece o valor global da velocidade de vibração (mm/s RMS) na faixa de frequência de 10 e 1,000 Hertz (Hz). (KARDEC & NASCIF, 2013)

O diagnóstico de um eventual defeito é realizado através da detecção de alguma alteração na assinatura mecânica do equipamento. Como um

padrão em muitas indústrias em sua manutenção preditiva, é utilizada uma pré-análise para determinar se um dado equipamento necessita de uma análise mais aprofundada, e é definida por valores globais superiores a um valor limite. (FUJIMOTO, 2005) Estes valores limites são divididos em duas categorias (FUJIMOTO, 2005):

- alerta (quando o equipamento está em uma condição anormal);
- alarme (quando o equipamento inicia processo de falha terminal).

Para definição destes limites, podem ser utilizadas normas como a ISO-2372 e a VDI-2056.

A ISO 2372 e 394 fornece um gráfico para julgamento da severidade de vibração em máquinas rotativas, Quadro 4, o critério é adotado para vibração medida na carcaça em uma localização específica em cada mancal. (KARDEC & NASCIF, 2013).

Quadro 4 - Normas ISO 2372 / VDI 2056.

NORMAS ISO 2372 / VDI 2056				
Valor RMS da Velocidade de Vibração (mm/s)	Classificação dos Equipamentos			
	Classe I até 15 KW (20 CV)	Classe II 15 KW a 75 KW	Classe III acima de 75 KW base rígida	Classe IV acima de 75 KW base flexível
0,28				
0,45				
0,71		BOM		
1,12				
1,80		SATISFATÓRIO		
2,80				
4,50		INSATISFATÓRIO		
7,10				
11,20		INACEITÁVEL		
18,00				
28,00				
45,00				

Fonte: do autor(2016) adaptado de MGS Tecnologia (2015).extraído de (ISO, 1974).

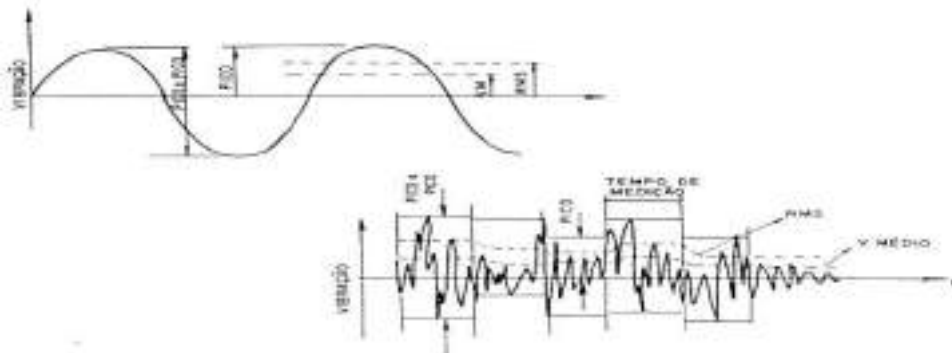
1.3 Valores de Pico e Valor Médio

Os valores de zero a pico e pico a pico, Figura 6, são as diferenças entre o valor da onda e zero, e entre o maior e o menor valor da onda em um intervalo de tempo. Apesar de não apresentar relação nas análises de vibrações, representam bom indicativo da resposta do equipamento a choques mecânicos, folgas e tensões pela vibração. (MENNA, 2007)

O valor de pico a pico é útil na identificação do nível de sinais de curta duração. (PRADO Jr., 2003)

O valor médio, apesar de não estar relacionado com a magnitude de nenhuma grandeza física, contempla em sua formulação, dados históricos da vibração em um determinado intervalo de tempo. (MENNA, 2007)

Figura 6 - Comparação: zero a pico, pico a pico, valor médio e RMS.



Fonte: MENNA (2007).

1.4 Análise Pelo Domínio da Frequência

O método de análise de frequências, baseado no teorema de Fourier, estabelece que qualquer função periódica possa ser decomposta por uma série de ondas sinusoidais puras com frequências distintas e múltiplas harmônicas da frequência fundamental. Estas componentes constituem o espectro de frequência da vibração. Ao se utilizar transdutores sensores (acelerômetros) para a aquisição de tal parâmetro e posterior análise, o espectro de vibração de um sistema pode ser levantado. Observando-se a amplitude dos picos em determinadas frequências e relacionando-se as amplitudes observadas com as

da frequência fundamental do sistema (rotativo), pode-se chegar a um diagnóstico do estado de funcionamento ou alterabilidade em curso do sistema. (MARÇAL, 2005).

AQUISIÇÃO DE DADOS

O instrumento de coleta de dados é o NK 100 da TEKNIKAO Figura 7, este é um analisador, medidor de vibrações e balanceador dinâmico para equipamentos rotativos. O sensor de vibração é o acelerômetro NK 20 da TEKNIKAO, Figura 8.

Figura 7 – Analisador de vibração NK
100



Fonte: Importécnica (1945)

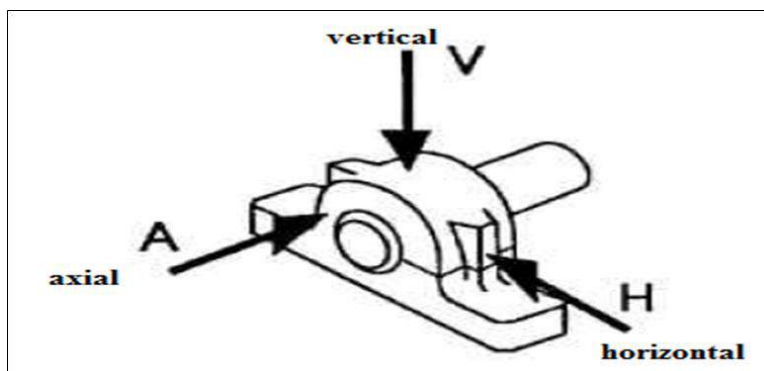
Figura 8 – Acelerômetro NK 20



Fonte: TEKNIKAO (2015).

Os pontos de medição devem ser selecionados de modo que a rota de transmissão seja a mais curta e rígida possível. Pontos macios e flexíveis, ou pontos que sofrem amortecimento devem ser evitados. (LAGO, 2007). A Figura 9 e Figura 2 indicam os pontos de medição das vibrações.

Figura 9- Plano de leitura.



Fonte – Lago(2007)

A correta aquisição de dados é primordial para uma análise de vibração. Os rolamentos a serem analisados devem ser identificados para obtenção de informações dos parâmetros para a análise de vibração.

DETERMINAÇÃO DOS SINTOMAS DE VIBRAÇÃO

Um desbalanceamento simples, que é talvez a forma de vibração mais básica, é vista no espectro de vibração como um valor mais elevado no ponto correspondente à frequência de rotação do equipamento (MARTINS, 2012). O desbalanceamento produz um sinal com a mais alta amplitude e com a menor frequência (1 RPM) (LAGO, 2007).

Outro defeito que pode aparecer nos rolamentos é a folga. Esta pode ser entre o rolamento e mancal/eixo ou então no próprio rolamento. As folgas aparecem nos espectros de vibrações nas frequências de rotação do eixo e suas harmônicas (LAGO, 2007).

Um desalinhamento paralelo por sua vez, gera no espectro de vibração um sinal mais elevado em 2x à rotação nominal, e “reflexos” menores em 1x e 3x a rotação nominal (MARTINS, 2012).

Alguns picos serão maiores que outros devido a uma coincidência com alguma ressonância estrutural ou mesmo por coincidir com outra fonte de vibração, quando a folga se torna excessiva podem surgir harmônicos de meia ordem ou sub-harmônicos, neste caso tende a ser de forma aleatória entre diferentes locais e planos de medição (ARCO-VERDE, 2008)*apud*

(GOLDMAN, 1999) 352p. O Quadro 5 ilustra as principais anomalias ligadas à vibração.

Quadro 5 - principais anomalias de vibração

CAUSA	VIBRAÇÃO		OBSERVAÇÕES
	FREQÜÊNCIA	DIREÇÃO	
Turbilhão de óleo	De $0,42 \pm 0,48 \times FR$ FR = Freqüência de rotação	Radial	Unicamente sobre mancais lisos hidrodinâmicos com grande velocidade.
Desequilíbrio	$1 \times FR$ Radial	Radial	Intensidade proporcional à velocidade de rotação.
Defeito de fixação	$1, 2, 3, 4 \times FR$	Radial	
Defeito de alinhamento	$2 \times FR$	Axial e radial	Vibração axial em geral mais importante, se o defeito de alinhamento contém um desvio angular.
Excitação elétrica	$1, 2, 3, 4 \times 60Hz$	Axial e radial	Desaparece ao se interromper a energia elétrica.
Velocidade crítica de rotação	Freqüência crítica do motor	Radial	Aparece em regime transitório e desaparece em seguida.
Correia em mau estado	$1, 2, 3, 4 \times FR$	Radial	
Engrenagens defeituosas	Freqüência de engrenamento = F $F = n^\circ \text{ de dentes} \times FR \text{ árvore}$	Radial + axial	Banda lateral em torno da freqüência de engrenamento.
Pinhão ("felhas voltas")	$F \pm FR \text{ pinhão}$	Radial + axial	Bandas laterais em torno da freqüência de engrenamento devido às "felhas voltas".
Excitação hidrodinâmica	Freqüência de passagem dos pés	Radial e axial	
Deterioração do rolamento	Altas freqüências	Radial e axial	Ondas de choque causadas por escamações.

Fonte: (MARINHO, 1995).

APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS

1.5 Análise em valor global RMS

Conforme norma ISO 2372, o motor de $\frac{1}{2}$ CV (Cavalo Vapor) indicado na placa de identificação, corresponde a 0,367 kW (Kilo Watt), ou seja, classe 1 da norma ISO 2372. O Quadro 6 demonstra um relatório simplificado das leituras globais antes e depois da correção.

Na primeira leitura, foi verificado maior amplitude no ponto 2 V (mm/s – velocidade). Nos pontos referentes ao mancal, é possível verificar

amplitudes elevadas principalmente em aceleração (m/s^2), indicando um nível de falhas inaceitável, conforme apontado anteriormente no Quadro 5.

Na segunda leitura, com as correções de desalinhamento, folgas e substituição dos rolamentos, foi observado grande melhora dos níveis de vibração do conjunto. Conforme a norma ISO 2372, o equipamentos apresenta um nível bom de operação.

Quadro 6- Valores globais do conjunto motor ponto 1 e 2; mancais ponto 3 e 4.

valores globais da 1ª análise					
motor			mancal		
ponto	mm/s	m/s^2	ponto	mm/s	m/s^2
1V	4,42	4,91	3V	13,00	15,59
1H	6,67	6,76	3H	15,04	36,60
2V	8,37	6,33	4V	9,1	20,10
2H	6,91	6,25	4H	7,50	31,51
2Axl	4,01	6,88	4Axl	6,40	19,10
valores globais da 2ª análise					
motor			mancal		
ponto	mm/s	m/s^2	ponto	mm/s	m/s^2
1V	0,69	0,72	3V	1,30	1,08
1H	1,40	1,13	3H	1,55	1,17
2V	0,80	0,60	4V	0,83	0,92
2H	0,99	0,75	4H	1,95	1,36
2Axl	1,55	1,15	4Axl	0,97	0,67

Fonte: do autor (2016).

1.6 Análises dos Espectros das Frequências

Calculando os dados conforme as equações de frequências características dos defeitos (FCDs) obtêm os valores apresentados no Quadro 6.

Quadro 6 – Resultados calculados em planilha Microsoft Excel das FCDs.

1ª Análise											
rolamentos do motor				B205				B202			
RPM nominal	RPM medido	Freq. calculada	Freq. Medida	BPF0	BPF1	BSF	FTF	BPF0	BPF1	BSF	FTF
1720	1720	28,27	28,60	73,45	125,22	94,24	18,78	74,94	125,82	51,88	10,89
rolamentos do mancal				B205				B205			
RPM nominal	RPM medido	Freq. calculada	Freq. Medida	BPF0	BPF1	BSF	FTF	BPF0	BPF1	BSF	FTF
.	3320	22	22,82	78,45	119,12	51,88	8,78	76,45	119,12	51,88	8,78
2ª Análise											
rolamentos do motor				B203				B202			
RPM nominal	RPM medido	Freq. calculada	Freq. Medida	BPF0	BPF1	BSF	FTF	BPF0	BPF1	BSF	FTF
1720	1666,0	27,8	27,77	73,08	121,29	51,53	18,44	72,49	121,87	51,12	10,16
rolamentos do mancal				B205				B205			
RPM nominal	RPM medido	Freq. calculada	Freq. Medida	BPF0	BPF1	BSF	FTF	BPF0	BPF1	BSF	FTF
.	1166,0	15,44	19,44	69,68	105,22	45,83	7,74	68,68	105,11	45,83	7,74

Fonte: do autor (2016)

Na primeira leitura do ponto V2, Figura 10, espectros com a segunda ordem maior (2x) são evidências de desalinhamento, já o terceiro pico (3x), é o indício de folgas, conforme comentado no capítulo 6. Um espectro típico de folga não indica o local exato da folga, que pode ser desde a estrutura até folga nos mancais. O espectro de vibração, evidência o desalinhamento na transmissão e também a folga entre a polia motora e o eixo do motor. Pode-se considerar também a folga na estrutura do conjunto.

Figura 10- Espectro em Velocidade do motor (ponto V2 a 1720 RPM; frequência do eixo a 28,7Hz).



Fonte: do autor (2016).

A Figura 11 ilustra o gráfico da Posição V2 após a revisão, indicando a redução da amplitude dos espectros de folga. Uma frequência característica de defeito na pista interna (BPFI) coincidiu com o pico 4x. Para se determinar se é falha de rolamento ou não será necessário acompanhar a evolução de desgaste do equipamento.

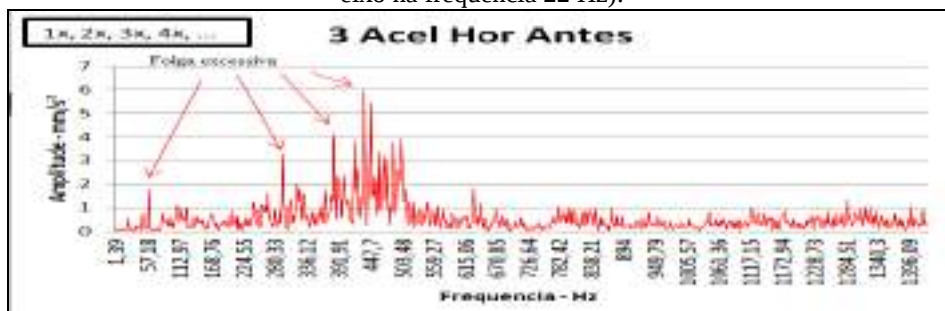
Figura 11 – Espectro em velocidade do motor (ponto V2 a 1666 RPM, frequência de eixo a 27,8 Hz).



Fonte: do autor (2016).

O espectro da Figura 12 é referente à primeira leitura do ponto 3 H. As amplitudes de vibração são as mais significativas, isto pode ser devido ao excesso de tensão na correia.

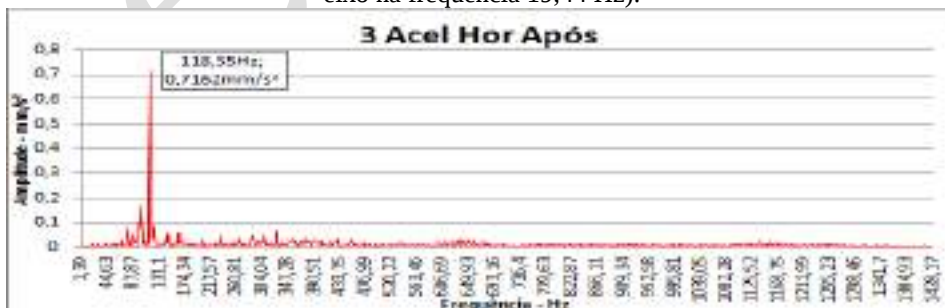
Figura 12 - Espectro de aceleração Horizontal do mancal (ponto 3 a 1320 RPM; eixo na frequência 22 Hz).



Fonte: do autor (2016).

Embora os valores globais sejam elevados, no espectro de vibração há uma distribuição dos picos em uma grande faixa de frequência, que reforçam a suspeita de falha de lubrificação. Pôde-se observar durante o funcionamento do conjunto na prática, um ruído “seco” típico de contato metal com metal, o que é bem característico de falta de lubrificação. Os espectros 1x, 2x, 3x, 4x caracterizam folga excessiva conforme comentado no capítulo 6. A Figura 13 ilustra o espectro do ponto 3H após a revisão, indicando a redução das amplitudes de vibração. O destaque no pico em 118 Hz, espectro característico de desbalanceamento, 1x a RPM.

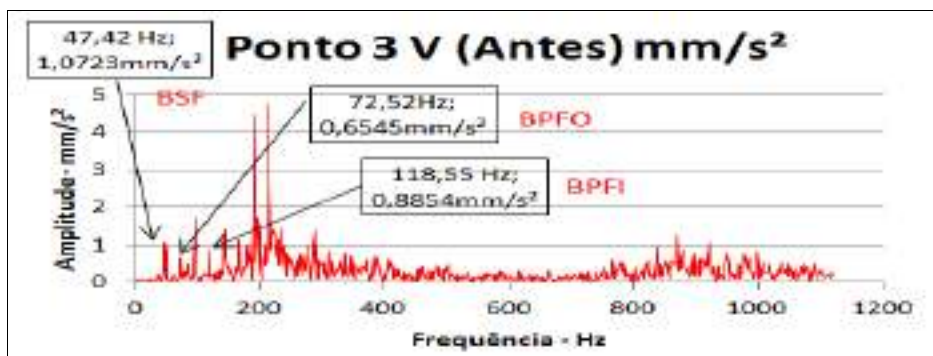
Figura 13 – Espectro em aceleração Horizontal do mancal (ponto 3 a 1166 RPM; eixo na frequência 19,44 Hz).



Fonte: do autor (2016)

Na primeira leitura do ponto 3V, no rolamento 6205, Figura 14 foi identificados as FCDs com picos em 119 Hz, que está relacionado à falha na pista interna (BPFI) próximo desta frequência, 72,52Hz que está relacionado à falha na pista interna (BPFO) e 47,42Hz que indica defeito em esferas (BSF), os demais picos são harmônicos não exatos destas falhas.

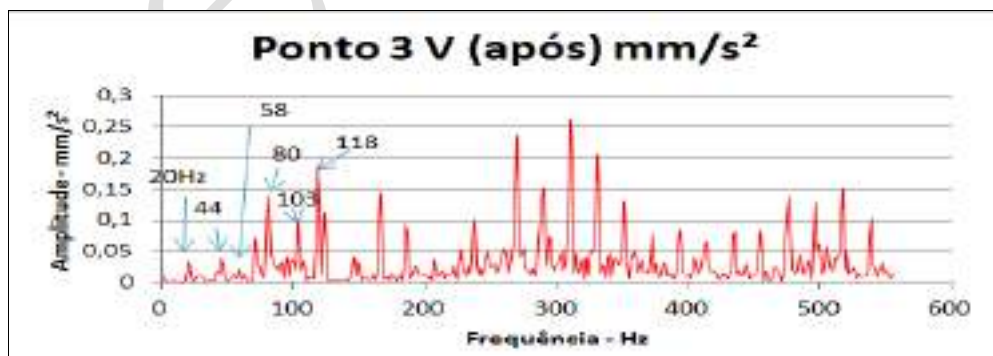
Figura 14 - Espectro de aceleração do mancal (ponto3V a 1320 RPM; 22Hz).



Fonte: do autor (2016).

A Figura 15 ilustra o gráfico do ponto 3V espectro em aceleração após a revisão, indicando a redução das amplitudes de vibração. Espectros indicam picos característicos de folga, onde os harmônicos se propagam em grande faixa de frequência. Não foi identificado nenhuma frequência característica de defeito em rolamento.

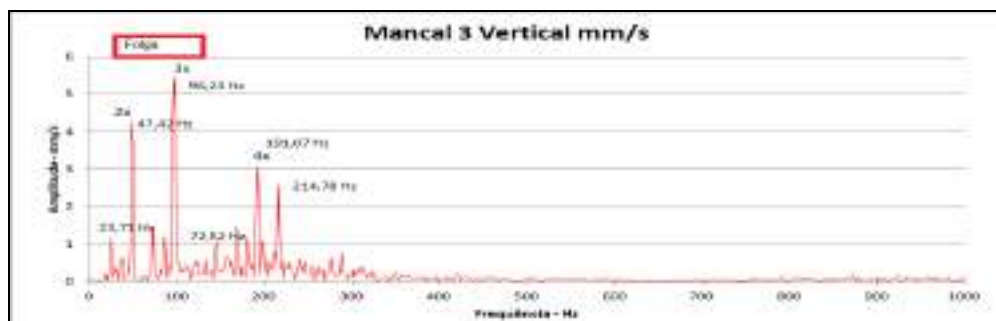
Figura 15 - Espectro de aceleração do mancal (ponto 3V a 1166 RPM; 19,44 Hz).



Fonte: (do autor 2016)

A primeira leitura do ponto 3 na vertical, Figura 16, indica problema de folga entre rolamento e eixo, conforme comentado no capítulo 6, (LAGO, 2007) e (ARCO-VERDE, 2008) *apud* (GOLDMAN, 1999).

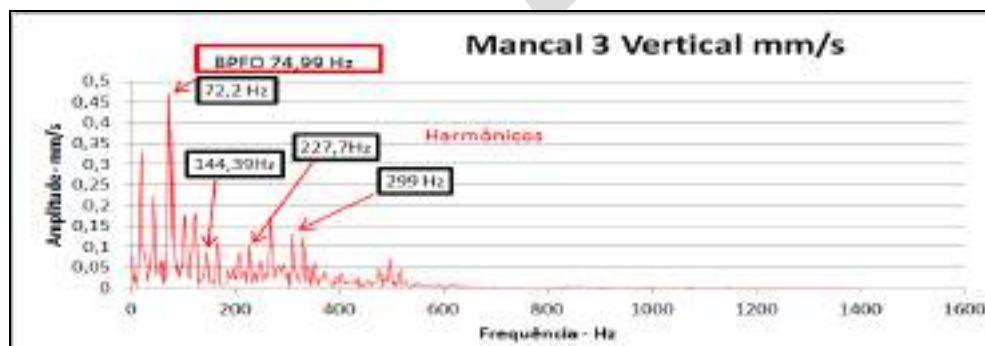
Figura 16 – Espectro em velocidade do mancal (ponto 3V a 1320 RPM; 22 Hz).



Fonte: do autor(2016)

A segunda leitura do mancal no ponto 3 na vertical, Figura 17, indica início de falha na pista externa do rolamento 6205. Foi identificado picos harmônicos em BPFO.

Figura 17 – Espectro em velocidade do mancal (ponto 3V a 1166 RPM; 119,44 Hz).



Fonte: do autor(2016)

DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Na primeira análise realizada sobre a bancada, diversas falhas na estrutura do equipamento foram constatadas, como a tensão excessiva da

correia, combinado ao desalinhamento e folga entre a polia e o eixo do motor. Conforme norma ISO 2372, foi diagnosticado como falhas acima do permitido (inaceitável) para os rolamentos com maior atenção para os pontos 2V, 3V e 3H.

RMS indicam folgas nos rolamentos dos mancais do eixo de serra causados por falta de lubrificação, destacando os pontos 3H e 4H.

O método de valores globais indica com clareza em baixas frequências (0 Hz ~ 2000 Hz) o estado operacional do equipamento, e o método do domínio da frequência indica as falhas do equipamento e as possíveis falhas nos rolamentos, possibilitando maior precisão de diagnóstico.

O uso de duas técnicas de análises de vibração melhora a confiabilidade dos resultados de detecção de falhas em equipamentos rotativos.

1.7 Observações na Desmontagem dos Mancais

O rolamento do ponto 3V apresenta lubrificação recente, mas o lubrificante não foi determinado se é adequado. O agravante é a evidência de ajuste forçado para fixação do rolamento como demonstra a Figura 18, comprometendo o desbalanceamento e folga entre o eixo e o rolamento do mancal gerando grandes amplitudes de vibração, conforme apresentado anteriormente na Figura 16. O eixo foi substituído para se executar a segunda análise.

Figura 18 - Ajuste forçado para fixação do eixo, ponto 3.



Fonte: do autor (2016).

CONCLUSÃO

A análise de vibração para determinar o estado de operação de rolamentos é muito importante para as indústrias, principalmente para a Manutenção Preditiva. Portanto as técnicas estudadas neste trabalho ajudarão a realizar medidas corretas dos sinais e níveis de vibrações dos rolamentos para elaborar um plano de manutenção, podendo assim, prever a quebra do equipamento e evitar a consequente parada inesperada da produção.

Os resultados em valores globais RMS, conforme a norma ISO 2372, foram satisfatórios para se determinar o grau de severidade das vibrações, os quais indicaram altas amplitudes na primeira análise e após as correções necessárias no equipamento, houve a redução dramática das amplitudes nos pontos analisados.

. Os espectros da técnica de domínio da frequência indicaram as falhas características de desalinhamento, folgas, tensão excessiva da correia, lubrificação inadequada no mancal e falhas nos rolamentos. Após as correções do equipamento para a segunda etapa de análises constatou-se que a manutenção foi efetiva.

Nos rolamentos, as frequências características de defeitos em que surgem os picos em FFT, indicam o defeito conforme a sua descrição, mas são suas harmônicas que determinam a confirmação do defeito. Tomando como exemplo a análise da Figura 16.

Para o rolamento 6205, com os valores calculados das frequências características de defeitos, pode se constatar que tanto em rolamento novo como em rolamento desgastado é possível caracterizar as mesmas falhas, o que diferencia são as amplitudes de vibração, ou seja, se for aplicado uma monitoria periódica em equipamentos rotativos através da análise de vibração é possível acompanhar a evolução das falhas e fornecer informações precisas para gerenciar a manutenção planejada.

1.8 Sugestão para Trabalhos Futuros

Analisar o comportamento de outras falhas em equipamentos rotativos como o roçamento, cavitação em bombas, excentricidade do rotor.

Utilizar outras técnicas de análise de vibração como o envelope de aceleração. Avaliação de diferentes sinais obtidos por sensores na coleta de dados. Solucionar o problema de folga da bancada didática no ponto 3 e confirmar em análise de vibração.

DETECTION OF FAULTS IN BEARING IN ANALYSIS OF VIBRATION ON BENCH TEACHING

Abstract

This work was carried a comparative study of vibration analysis techniques bearings using the time domain (global value RMS) and the frequency domain on a rotating equipment. Initially they measured and compared the overall RMS values before and after the maintenance. They are then applied mathematical models to meet the frequencies defects characteristics of these bearings and compare with the values found in vibration measurements. In the first analysis results indicate high vibration levels due to equipment failures and defects in the assembly bearing before servicing. After accomplished the necessary corrections, vibration levels decreased satisfactorily, according to ISO standard 2372. This study allowed a good understanding to determine the operational status of rotating equipment and identify the causes of mechanical faults by vibration analysis of bearings.

Keywords: Global value. Bearings. Frequencies.

REFERÊNCIAS

ABNT.ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR5462, Confiabilidade e manutenibilidade.** Rio de Janeiro, 1994.

ALMEIDA, F. R. D. V. **Análises Estatísticas e Reconhecimento de Padrão Aplicados em Diagnósticos de Defeitos em Rolamentos Através da Análise de Vibração.**Doutorado em Engenharia Mecânica. Itajubá: UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ, 2007.

ARCO-VERDE, M. M. **Identificação de Falhas em Sistemas Rotativos Empregando Técnicas Não Lineares.** Mestrado em Ciências em Engenharia Mecânica, Rio de Janeiro, 2008.

ARAUJO, R. D. S. **Desgaste Prematuro e Falhas Recorrentes em Rolamentos de Motores de Indução Alimentados por Inversores: Análise e Proposta de Solução.** Dissertação para Mestre em Engenharia Elétrica, Belo Horizonte, 2011.

ABRAMAN, ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE MANUTENÇÃO E GESTÃO DE ATIVOS. **A Situação da Manutenção no Brasil**. Documento nacional, Salvador, 2013.

CAMPOS, D. C. M. D. P. **Implementação de Técnicas e Ferramentas para Manutenção Preditiva na Colep**. Dissertação de Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica. Porto: Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2011.

EASA. ELECTRICAL APPARATUS SERVICE ASSOCIATION, **The Effect of Repair/Rewinding on Motor Efficiency**. St. Louis, 2003.

EDWARDS, S.; LEES, A. W.; FRISWELL, M. I. Fault diagnosis of rotating machinery. **Shock and Vibration Digest**, Swansea, v. 30, n. 1, p. 4-13, 1998.

FUJIMOTO, R. Y. **Diagnóstico Automático de Defeitos em Rolamentos Baseado em Lógica Fuzzy**. Dissertação para Mestre em Engenharia Mecânica, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, 2005.

GOLDMAN, S. **Vibration Spectrum Analysis: A practical Approach**. 2. ed. New York: Industrial Press, 1999.

ISO, O. I. D. N. **ISO2372.vibração mecânica de máquinas com velocidades de operação de 10 a 200 rev / s - Base para especificar normas de avaliação**. 1995, ISO 10816-1. ed. Genebra: [s.n.], 1974.

JUNIOR, A. A. **Manutenção preditiva usando análise de vibrações**. 1. ed. Barueri: Manole, 2004.

KARDEC, A.; NASCIF, J. **Manutenção - Função Estratégica**. Rio de Janeiro: Qualimark Editora, v. 4, 2013, p. 276-301.

LAGO, D. F. **Manutenção de Redutores de Velocidade Pela Integração das Técnicas Preditivas de Análise de Vibrações e Análise de Óleo Lubrificante**. Mestrado Em Engenharia Mecânica. Ilha Solteira: UNESP, 2007.

LEBOLD, M. et al. **Review of vibration analysis methods for gearbox diagnostics and prognostics**, Proceedings of the 54th Meeting of the Society for Machinery Failure Prevention Technology,. Virginia Beach: [s.n.]. 2000. p. 623-634.

MARÇAL, R. F. M. **Detectando falhas incipientes em máquinas rotativas**. Revista Gestão Industrial, v. 1, n. 21, p. 87-96, 2005.

MARTINS, C. P. **Análise de Defeitos em Motores Através de Vibração Mecânica – Estudo de Caso**. Guaratinguetá: Universidade Estadual Paulista, 2012.

MENNA, A. R. **Detecção de falhas em mancais de rolamento**. Dissertação para Mestre em Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2007.

MESQUITA, A. L. A. et al. **Detecção de falhas em rolamentos usando transformadas tempo-frequência – comparação com análise de envelope**. Mecânica Computacional Vol. XXL, Campinas, 2002, p. 1938-1954.

NEPOMUCENO, L. X. **Técnicas de manutenção preditiva**. São Paulo: Blucher Ltda., v. 1, 1989.

NSK, B. D. **Diagnóstico Rápido de Ocorrências em Rolamentos**. São Paulo: [s.n.], 2001.

OLIVEIRA, R. G. D. **Implementação de Técnicas de Processamento de Sinais para o Monitoramento da Condição de Mancais de Rolamento**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2005. 88.

PRADO JR., HUDSON L. D. **Identificação de Falhas em Engrenagens na Transmissão de Trator Agrícola por Meio de Análise de Vibração**. Trabalho de Conclusão de Curso para Mestre em Engenharia Automotiva, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2003.

XAVIER, J. N. **Manutenção preditiva - Caminho para a excelência**. Nova Manutenção y Qualidade, São Luiz, 2004.

YA'CUBSOHN, R. V. E. **Diagnóstico de fallas por análisis vibratório**. Die Techik Ltda., São Paulo, 1983.

MGSTecnologia. **Balanceamento de equipamentos girantes em campo**, disponível em :<http://www.mgstecnologia.com.br/noticias/admin/arquivos/modelo%20relatorio%20balanceamento.pdf>. Acesso em 18 de 10 de 2015

TEKNIKAO, **Acelerômetro de aço inox NK 20**. disponível em: <http://www.teknikao.com.br/teknikao-blog/artigo/tecnico/acelerometros>. Acesso em 18 de 10 de 2015.

WELLCON, **Monitoramento e analise de vibrações sav via zigbee**. Disponível em: <https://drillingclub.wordpress.com/2013/03/10/monitoramento-e-analise-de-vibracoes-sav-via-zigbee/>. Acesso em 18 de 10 de 2015.

MARINHO, R. **Telecurso 2000; Análise de Vibração**. São Paulo: Globo, 1995.