

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
COORDENAÇÃO DE MANUTENÇÃO INDUSTRIAL
TECNOLOGIA EM MANUTENÇÃO INDUSTRIAL**

GEOVANI GERALDI

**ANÁLISE DA VIBRAÇÃO DAS MOTO-BOMBAS DE REFRIGERAÇÃO
DOS GERADORES ELÉTRICOS DE ITAIPU**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

**MEDIANEIRA
2015**

GEOVANI GERALDI

**ANÁLISE DA VIBRAÇÃO DAS MOTO-BOMBAS DE REFRIGERAÇÃO
DOS GERADORES ELÉTRICOS DE ITAIPU**

Trabalho de Conclusão de Curso de graduação, apresentado a disciplina de Trabalho de Diplomação, do curso superior de Tecnologia em Manutenção Industrial, como requisito parcial á obtenção do título de Tecnólogo. Universidade Tecnológica Federal do Paraná – Câmpus Medianeira.

Orientador: Prof. Me Evandro André Konopatzki
Coorientador: Prof. Me Filipe Marangoni

**MEDIANEIRA
2015**



TERMO DE APROVAÇÃO

Análise da Vibração das Moto-bombas de Refrigeração dos Geradores Elétricos de Itaipu

Por:
Geovani Geraldi

Este Trabalho de Conclusão de Curso (TCC) foi apresentado às 17:00 h do dia 27 de novembro de 2015 como requisito parcial para a obtenção do título de Tecnólogo no Curso Superior de Tecnologia em Manutenção Industrial, da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Câmpus Medianeira. O acadêmico foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.

Prof. Me. Evandro André Konopatzki
UTFPR – Câmpus Medianeira
(Orientador)

Prof. Me. Filipe Marangoni
UTFPR – Câmpus Medianeira
(Coorientador)

Prof. Me. Alex Lemes Guedes
UTFPR – Câmpus Medianeira
(Convidado)

Prof. Me. Ivan Werncke
UTFPR – Câmpus Medianeira
(Convidado)

Prof. Me. Paulo Job Brenneisen
UTFPR – Câmpus Medianeira
(Responsável pelas atividades de TCC)

A Folha de Aprovação assinada encontra-se na coordenação do Curso de Tecnologia em Manutenção Industrial.

RESUMO

GERALDI, Geovani. **Análise da vibração das moto-bombas de refrigeração dos geradores elétricos de Itaipu**. 2015. 64 páginas. Trabalho de Conclusão de Curso. UTFPR - Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Medianeira, 2015.

Este estudo foi realizado na Usina Hidrelétrica de Itaipu, no conjunto de moto-bombas que faz parte do sistema de água pura que tem a finalidade de realizar a refrigeração de algumas partes da unidade geradora, mais especificamente as barras estáticas do gerador. Neste estudo foi aplicada a técnica de análise de vibração para a detecção de defeitos nas moto-bombas, e realizada a comparação dos resultados com os valores da norma ISO 10816-3 e com outros resultados já coletados em determinados períodos passados. O sistema de água pura tem uma relevância muito grande no funcionamento da unidade geradora, pois se o sistema não estiver em operação ou venha a trabalhar abaixo do desempenho esperado, a unidade geradora tem sua parada imediata, fazendo desta forma, que a empresa deixe de produzir uma média de 700 MW/h, deixando de faturar aproximadamente U\$28.000,00 por hora.

Palavras-chave: Análise de Vibração. Sistema de água pura. Moto-bombas.

ABSTRACT

GERALDI, Geovani. **Vibration analysis of motor-pumps cooling of the Itaipu's electric generators.** 2015. 64 páginas. Trabalho de Conclusão de Curso. UTFPR - Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Medianeira, 2015.

This study was conducted at the Itaipu Hydroelectric Plant, in the set of moto-pumps which is part of pure water system that is intended to cooling some parts of the generating unit, specifically the stator bars of the generator. In this study was applied to vibration analysis technique for the detection of defects in moto-pumps, and comparing the results with the values of the ISO 10816-3 standard and with other results already collected in certain past periods. The pure water system has a great relevance in the operation of the generating unit, if the system is not in operation or it work below the expected performance, the generating unit has its immediate stop, the company stop producing an average of 700 MW / h, losing revenue approximately US \$ 28,000.00 per hour.

Keywords: Vibration analysis. Pure water system. Moto-pumps.

“Em tudo o que você fizer, seja sempre humilde, guardando zelosamente a pureza de seu coração e a pureza de seu corpo”

SÃO PADRE PIO DE PIETRELCINA

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1: GRÁFICO DE MANUTENÇÃO PREVENTIVA.....	15
FIGURA 2: GRÁFICO MANUTENÇÃO PREDITIVA	17
FIGURA 3: VIBRAÇÃO AMORTECIDA E NÃO AMORTECIDA.....	19
FIGURA 4: EXCITAÇÃO (A) DETERMINÍSTICA E (B) ALEATÓRIA	20
FIGURA 5: PONTOS DE MEDIÇÕES NO CONJUNTO MOTO-BOMBA.....	21
FIGURA 6: MUDANÇA DO SINAL ENTRE DOMÍNIOS DO TEMPO E DA FREQUÊNCIA.....	22
FIGURA 7: REPRESENTAÇÃO VALORES GLOBAIS	23
FIGURA 8: ESTRUTURA BÁSICA DO LVDT	26
FIGURA 9: CONSTITUIÇÃO DE UM ROLAMENTO.....	28
FIGURA 10: CONTATO AXIAL E RADIAL.....	28
FIGURA 11: ESQUEMA TÉCNICA DE ENVELOPE	30
FIGURA 12: DESBALANCEAMENTO ESTÁTICO.....	32
FIGURA 13: DESBALANCEAMENTO QUASE-ESTÁTICO	33
FIGURA 14: DESBALANCEAMENTO DINÂMICO.....	33
FIGURA 15: ESPECTRO DESBALANCEAMENTO.....	33
FIGURA 16: DESALINHAMENTO (A) PARALELO, (B) ANGULAR, E (C) MISTO. ..	35
FIGURA 17: ESPECTRO DE FREQUÊNCIA (A) DESALINHAMENTO ANGULAR, (B) DESALINHAMENTO PARALELO.	35
FIGURA 18: DIMENSÕES DE UM ROLAMENTO RÍGIDO DE ESFERAS	36
FIGURA 19: SEÇÃO E CORTE DA BARRA ESTATÓRICA	38
FIGURA 20: TROCADOR DE CALOR	39
FIGURA 21: EM (A) APARELHO VIBXPRT II, EM (B) ACELERÔMETRO.....	44
FIGURA 22: MOTO-BOMBA, PONTOS DE COLETA.....	45
FIGURA 23: SINAL DE NÍVEL GLOBAL "UX 50 HZ" DE TODOS OS PONTOS.....	46
FIGURA 24: NÍVEL GLOBAL COM ALARME 1 (ALERTA) PONTO 1V.....	47
FIGURA 25: ESPECTRO DE VELOCIDADE, PONTO 1V.....	47
FIGURA 26: SINAL DE NÍVEL GLOBAL "UX 60 HZ" DE TODOS OS PONTOS.....	48
FIGURA 27: SINAL DE ALARME 2 (CRITICO) NO PONTO 1H.....	49
FIGURA 28: ESPECTRO DE VELOCIDADE DO PONTO 1H.....	49
FIGURA 29: SINAL DE NÍVEL GLOBAL "UY 60 HZ" DE TODOS OS PONTOS.....	50
FIGURA 30: SINAL DE ALARME 1 (ALERTA) NO PONTO 2H.....	50
FIGURA 31: ESPECTRO DE VELOCIDADE DO PONTO 1H.....	51

LISTA DE TABELAS

QUADRO 1 – TIPOS DE FREQUÊNCIAS DE ROTAÇÃO E EQUAÇÕES	36
QUADRO 2 – AVALIAÇÃO DE VIBRAÇÃO DE EQUIPAMENTOS POR MEIO DE MEDIÇÕES SOBRE PARTES NÃO ROTATIVAS PARA MÁQUINAS INDUSTRIAIS	37
QUADRO 3 – INFORMAÇÕES SOBRE MOTORES E BOMBA	40

LISTA DE SIGLAS

CHI	Central Hidroelétrica de Itaipu
NBR	Norma brasileira, denominação de norma da Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT)
ISO	<i>International Organization for Standardization</i> (Organização Internacional de Normalização)

LISTA DE ABREVIações

AC	Corrente alternada
BPII	<i>Ball Passage Frequency Inner</i> (Frequência na pista interna)
BPFO	<i>Ball Passage Frequency Outer</i> (Frequência na pista externa)
BSF	<i>Ball Spin Frequency</i> (Frequência da rotação da esfera)
FFT	Transformada Rápida de Fourier
fm	Frequência de modulação
fp	Frequência portadora
FTF	<i>Fundamental Train Frequency</i>
LVDT	Transformador Diferencial Variável Linear
MCC	Manutenção Centrada na Confiabilidade
RMS	<i>Root Mean Square</i> (Raiz Média Quadrática)
UG	Unidade Geradora

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	12
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	14
2.1 MANUTENÇÃO	14
2.1.1 Manutenção Preventiva.....	14
2.1.2 Manutenção Preditiva.....	16
2.1.3 Manutenção centrada na confiabilidade (mcc).....	17
2.2 VIBRAÇÃO	18
2.2.1 Quanto à existência ou não de excitação.....	19
2.2.2 Quanto à existência ou não de amortecimento	19
2.2.3 Quanto à linearidade	20
2.2.4 Quanto à previsibilidade de ocorrência	20
2.2.5 Análise de Vibração	21
2.2.6 Transformada Rápida de Fourier (FFT)	22
2.2.7 Principais Técnicas de Análise de Vibração.....	23
2.2.7.1 Valor global de vibração	23
2.2.7.2 Análise espectral	24
2.3 SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS	25
2.3.1 Sensores e Transdutores	25
2.4 MOTORES ELÉTRICOS	27
2.4.1 Motores de Corrente Contínua.....	27
2.4.2 Motores de Corrente Alternada	27
2.5 MANCAIS DE ROLAMENTO.....	28
2.5.1 Técnica do Envelope.....	29
2.5.2 Modulação em Amplitude em Rolamentos.....	30
2.6 PROBLEMAS MECÂNICO COMUNS EM MOTORES ELÉTRICOS.....	31
2.6.1 Desbalanceamento	31
2.6.1.1 Desbalanceamento estático.....	32
2.6.1.2 Desbalanceamento quase-estático.....	32
2.6.1.3 Desbalanceamento dinâmico.....	33
2.6.2 Desalinhamento	34
2.6.3 Rolamentos	35
2.7 NORMA	37
2.8 SISTEMA DE ÁGUA PURA	38
2.8.1 Enrolamento Estatístico do Gerador.....	38
2.8.2 Trocadores de Calor.....	39
2.8.3 Circuito Elétrico	39
2.8.4 Circuito Hidráulico	39
2.8.5 Conjunto moto-bombas	40
2.8.5.1 Periodicidade do motor	41
2.8.5.2 Periodicidade na bomba	41
2.8.6 Circuito de Água Bruta	42
3 MATERIAIS E METODOS.....	43
3.1 A EMPRESA.....	43
3.2 COLETA DE DADOS.....	44
3.2.1 Procedimentos realizados para a coleta	45

4 RESULTADOS	46
5 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES.....	52
REFERÊNCIAS.....	53
ANEXO A – PONTO DE MEDIÇÕES UNIDADE “UY 50HZ”.....	56
ANEXO B – PONTOS DE MEDIÇÕES DA UNIDADE “UX 50 HZ”.....	59
ANEXO C – PONTOS DE MEDIÇÕES DA UNIDADE “UX 60 HZ”	61
ANEXO D – PONTO DE MEDIÇÕES UNIDADE “UY 60 HZ”	63

1 INTRODUÇÃO

A manutenção de acordo com Xenos (1998) tem a finalidade de evitar a degradação das máquinas, equipamentos e instalações, causada pelo desgaste natural e pelo uso, vem como uma ferramenta para as indústrias na operacionalidade de seus processos, surgindo algumas ferramentas e técnicas de Manutenção as Preventivas, Manutenção Centrada na Confiabilidade e as Preditivas.

De acordo com Monchy (1989) a técnica preditiva tem como objetivo de dizer de maneira antecipada o ponto ótimo de intervenção baseado na condição de funcionamento real do equipamento utilizando alguns parâmetros, como: vibração, temperatura, pressão.

Ferreira (2009) afirma que a aplicação de programas de Manutenção Preditiva em indústrias de processo, resulta a médio e longo prazo, em reduções da ordem de 2/3 nos prejuízos com interrupções inesperadas de produção e de 1/3 nos gastos com a manutenção, após uma fase inicial de investimentos.

Em unidades geradoras de energia elétrica o controle de temperatura do enrolamento estático pode ser feito com circulação de água pura, este fluido consiste em água desmineralizada, com maior grau de pureza possível, PH básico e baixos valores de condutividade.

Com a circulação deste fluido tem-se a remoção direta de calor dos barramentos de cobre do núcleo do estator, equalizando a distribuição de temperatura do enrolamento e aumentando a eficiência dos geradores.

Begnini (2011) coloca que a vantagem na utilização deste sistema, foi a redução de quase 30% no tamanho da unidade geradora, aumentando porém, a complexidade na sua instalação, na manutenção e no controle do sistema.

A não existência do sistema de água pura nas unidades geradoras, cada unidade teria uma redução de 75% de sua potência, o que mostra que o sistema é de grande relevância para a usina.

No estudo de caso aqui analisado, o bombeamento e a circulação da água pura, nas unidades geradoras da usina hidroelétrica Itaipu Binacional tem dois conjuntos moto-bombas instalados para cada unidade geradora, onde o

funcionamento acontece de modo que um conjunto realiza a função na capacidade máxima de circulação de água no sistema e outro fica em *stand-by* (reserva).

O problema analisado neste estudo está relacionado à eficácia do uso de uma técnica preditiva (análise de vibração) para antecipação de falhas ou defeitos no sistema de refrigeração de uma unidade geradora baseado no risco de desligamento dado que o procedimento operacional vigente é retirar automaticamente de operação uma unidade quando falhar o fluxo de água no resfriamento do estator.

Uma unidade geradora da usina hidrelétrica de Itaipu que tem sua parada ocasionada por qualquer tipo de falha acarreta um custo financeiro maior na sua manutenção e nas perdas técnicas de potencial de geração de energia sendo que esta desconexão pode ocorrer por diversos motivos, sendo um deles a falha no sistema de arrefecimento dos enrolamentos do estator, em específico, das moto-bombas responsáveis pelo sistema de refrigeração. Por este motivo é importante usar técnicas preditivas para o acompanhamento do estado destas moto-bombas, construindo previsões de falhas e programando manutenções com a antecedência necessária para garantir a intervenção da manutenção no tempo ótimo.

Por tempo ótimo entender-se-á, neste estudo, como o tempo que, se menor promove o desligamento e a troca desnecessário de peças, já se maior aumenta o risco de falhas ou defeitos no sistema hidráulico, de forma a implicar desligamento da unidade geradora. Desta forma, estudar a análise de vibração da moto-bombas, com a finalidade de minimizar os efeitos danosos de falhas não detectadas antecipadamente, indicará se tal técnica é viável e aceitável como ferramenta de manutenção preditiva.

O objetivo geral deste estudo é analisar a eficiência da técnica preditiva de vibração na detecção de falhas por meio do comportamento das moto-bombas de acompanhamento histórico de manutenção do sistema de refrigeração de duas unidades geradoras de energia elétrica UX e UY do setor de 50Hz, bem como de duas unidades UX e UY do setor de 60Hz.

Desta forma os objetivos específicos são: Evidenciar a importância da manutenção preditiva baseada na confiabilidade dos equipamentos; Verificar a vibração atual das moto-bombas; Detectar possíveis variações na velocidade da vibração; Estudar a melhoria de acompanhamento de análise.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Este capítulo trata sobre os tipos de manutenção, sobre vibração e suas técnicas de análise, alguns tipos de defeitos encontrados em motores elétricos e sobre a norma ISO 10816-3 (1998).

2.1 MANUTENÇÃO

De acordo com a NBR 5462-1994 a manutenção é definida como “a combinação de ações técnicas e administrativas, incluindo as de supervisão, destinadas a manter ou recolocar um item em um estado no qual possa desempenhar uma função requerida”.

Pode-se definir manutenção como o conjunto de ações destinadas a garantir um desempenho de funcionamento satisfatório das máquinas e das instalações, garantindo que são intervencionadas nas oportunidades e com alcances certos, de forma de evitar que avariem ou baixem o seu rendimento e, no caso de tal acontecer, que seja respostas em boas condições de funcionamento com a maior brevidade, tudo a um custo otimizado (CABRAL, 1998).

Para Xenos (1998) as atividades de manutenção existem para evitar degradação das máquinas, equipamentos e instalação, causada pelo desgaste natural e pelo uso. Já para Filho (2006) a manutenção constitui todas as ações técnicas e administrativas que tem a finalidade de preservar o desempenho funcional do sistema ou equipamento.

2.1.1 Manutenção Preventiva

Manutenção preventiva é a atuação realizada de forma de diminuir ou impedir o problema ou queda no desempenho, obedecendo a um plano previamente elaborado, baseado em intervalos definidos de tempo (Kardec, 1998).

A técnica de manutenção preventiva permite que seja uma das únicas formas de assegurar ao máximo o trabalho contínuo dos equipamentos, pois é uma técnica utilizada que compreende as ações de manutenção que são realizadas antes de uma previsível falha, com intervenções nos equipamentos ou sistemas de forma programada, baseada no tempo ou nas condições.

Para Klein (2007) esta técnica é definida como sendo as atividades de manutenção realizadas em intervalos de tempos predeterminados, ou de acordo com os critérios prescritos, num determinado equipamento com o intuito de reduzir a probabilidade de ocorrência de falhas ou queda no desempenho, compreendendo de ações periódicas, ajustes, conservação e eliminação de defeitos, substituição de peças críticas.

O autor Kardec (1998) coloca duas situações diferentes na fase inicial de operação:

- a) Ocorrência de falhas antes de completar o período estimado, pelo mantenedor, para a intervenção;
- b) A necessidade da abertura do equipamento e/ou reposição de componentes prematuramente.

Onde evidentemente, ao longo da vida útil do equipamento não pode ser excluída a falha entre duas intervenções preventivas, o que, implicará uma ação corretiva, como mostra a Figura 1.

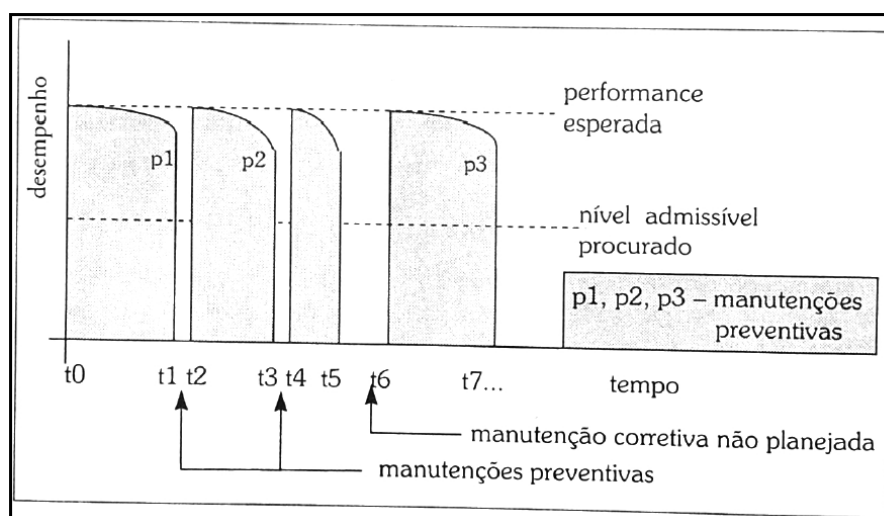


Figura 1: Gráfico de manutenção preventiva
Autor: Kardec, 1998.

2.1.2 Manutenção Preditiva

Manutenção preditiva é a atuação realizada com base na modificação de parâmetro de condição ou desempenho, cujo acompanhamento obedece a uma sistemática (Kardec, 1998).

Segundo Moubray (1997) a manutenção preditiva teve seu surgimento na década de 90, onde foi impulsionada pela necessidade de redução de custos da substituição sem necessidade de componentes e também com caráter de explorar ao máximo da vida útil dos componentes e equipamentos.

Para Monchy (1989), a técnica preditiva tem como objetivo de prever, ou seja, dizer de maneira antecipada o ponto ótimo de intervenção baseado na condição de funcionamento real do equipamento utilizando alguns parâmetros, como: vibração, temperatura, pressão.

Telecurso (2000) coloca que a manutenção preditiva “é aquela que indica a condição de funcionamento real de uma máquina com base em dados que informa seu processo de degradação ou desgaste. Trata-se da manutenção que prediz o tempo de vida útil dos componentes das máquinas e equipamentos e as condições para que esse tempo de vida seja bem aproveitado”.

O objetivo é a prevenção de falhas nas máquinas ou sistemas através de um acompanhamento de parâmetros diversos, permitindo assim um maior tempo possível de operação contínua do equipamento. A manutenção preditiva privilegia a disponibilidade do equipamento, pois o acompanhamento é feito com o equipamento em sua condição real de funcionamento e produção, não atrapalhando na sua operação.

Filho (2006) apresenta com uma técnica que visa acompanhar a máquina ou as peças, por um tipo de monitoramento, por medições ou por controle estatístico com a finalidade de prever a proximidade da ocorrência de uma falha.

Quando os resultados são alarmantes ou atinge os limites pré-estabelecidos, é tomada a decisão de intervenção. O acompanhamento permite a preparação antecipada do serviço.

Kardec (1998) coloca algumas condições básicas para se adotar a manutenção preditiva, são elas:

- a) O equipamento, sistema ou instalação devem permitir algum tipo de monitoramento/medição.
- b) O equipamento, sistema ou instalação devem merecer esse tipo de ação, em função dos custos envolvidos.
- c) As falhas devem ser oriundas de causas que possam ser monitoradas e ter sua progressão acompanhada.
- d) Seja estabelecido um programa de acompanhamento, análise e diagnósticos, sistematizado.

A Figura 2 mostra como funciona a manutenção preditiva, mostrando o acompanhamento de análises dos equipamentos.

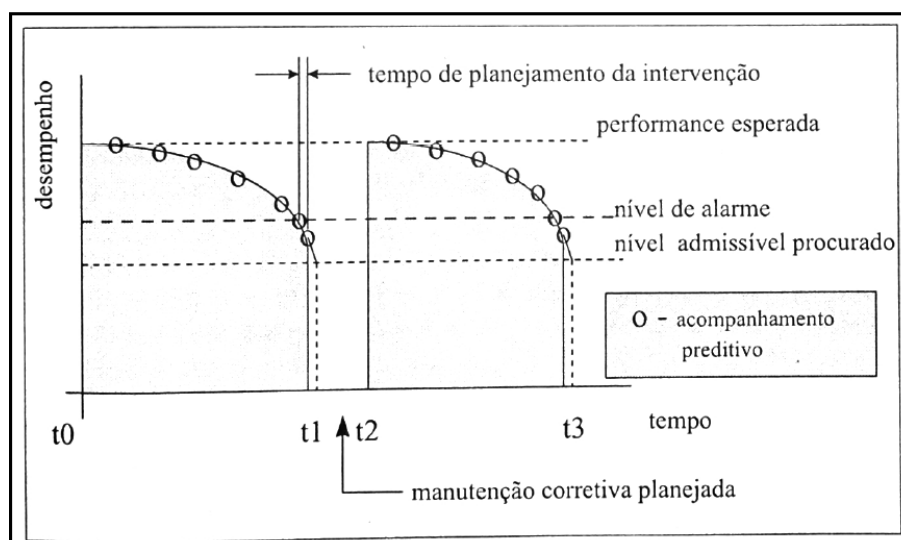


Figura 2: Gráfico Manutenção Preditiva
Autor: Kardec, 1998.

2.1.3 Manutenção centrada na confiabilidade (mcc)

Para Klein (2007), tem por objetivo garantir a funcionalidade de itens físicos, com uma metodologia essencial no planejamento da manutenção, a partir da estimativa da confiabilidade – função da qualidade do programa ou plano de manutenção existente, pela determinação das melhores políticas para gerenciarem as funções dos itens físicos e as consequências de suas falhas. Assim, a atividade de manutenção passa a ser vista como planejamento e controle, onde se tem a

intenção de aumentar a vida útil dos itens físicos e a redução dos custos das manutenções corretiva e preventiva e por meio da introdução de melhoria.

Confiabilidade é definida como probabilidade que um equipamento irá desempenhar satisfatoriamente a sua função, durante um intervalo de tempo especificado e sob certas condições pré-determinadas (Xenos, 1998).

As definições descritas evidenciam uma mudança proposta pela MCC nos objetivos da manutenção. Se antes a manutenção buscava preservar o equipamento, desativando-o, atuando em todos os itens e realizando tudo o que era possível de ser feito (Klein, 2007), a MCC, segundo Siqueira (2005), propõe:

- a) Preservar as funções dos equipamentos, com a segurança requerida;
- b) Restaurar sua confiabilidade e segurança projetada, após a deterioração;
- c) Otimizar a disponibilidade;
- d) Atuar conforme os modos de falha;
- e) Realizar apenas as atividades que precisam ser feitas;
- f) Agir em função dos efeitos e consequências da falha;
- g) Documentar as razões para escolha das atividades;

Desta forma, garantir os quatro pilares de sustentação da MCC:

- a) Segurança pessoal;
- b) Qualidade do meio ambiente;
- c) Operação do processo;
- d) A economia do processo;

2.2 VIBRAÇÃO

Geralmente, a causa da vibração reside nos problemas mecânicos, tais como: desequilíbrio de peças, acoplamentos de desalinhamento, as engrenagens gastas ou danificadas e rolamentos danificados (GARCIA; VARGAS; ECHEVERRI, 2014), pois não se tem materiais ou montagens perfeitas.

De acordo com Soeiro (2008), as vibrações apresentam as características aparentadas nos quatro subtítulos a seguir.

2.2.1 Quanto à existência ou não de excitação

Vibração livre: é aquela que se tem por uma perturbação inicial que não persiste durante o movimento vibratório. Como um pêndulo simples, pois ele não é influenciado por nenhum efeito externo, onde mantém seu movimento oscilatório.

Vibração forçada: é causada por um efeito externo que persiste durante todo o tempo do movimento vibratório. Como exemplo de um rotor desbalanceado.

2.2.2 Quanto à existência ou não de amortecimento

Vibração amortecida: a energia vibratória se dissipa com o decorrer do tempo, conforme a Figura 3, de forma que progressivamente os níveis vibratórios diminuam.

Vibração não amortecida: que ao decorrer de um período de tempo a energia vibratória não se dissipa, conforme ilustra a Figura 3.

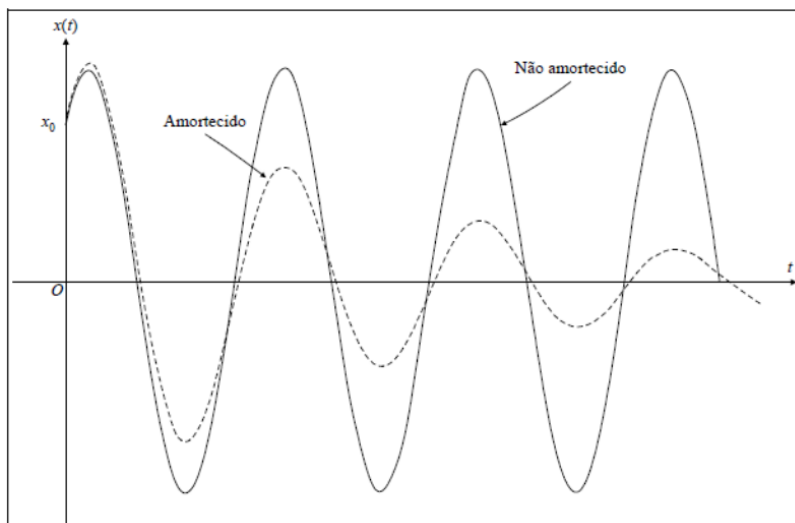


Figura 3: Vibração amortecida e não amortecida
Fonte: Adaptação Araújo, 2014.

2.2.3 Quanto à linearidade

Vibração linear: ocorre em sistemas cujos componentes atuam linearmente, ou seja, há uma proporcionalidade entre a causa e o efeito.

Vibração não linear: a força produzida não apresenta uma relação linear com a variável cinemática a que se associa.

2.2.4 Quanto à previsibilidade de ocorrência

Vibração determinística: são onde se podem prever em qualquer instante de tempo as características do movimento vibratório, conforme ilustra a Figura 4(a).

Vibração aleatória: é aquela que não se pode prever as características do movimento vibratório em um instante de tempo, mostrado na Figura 4(b).

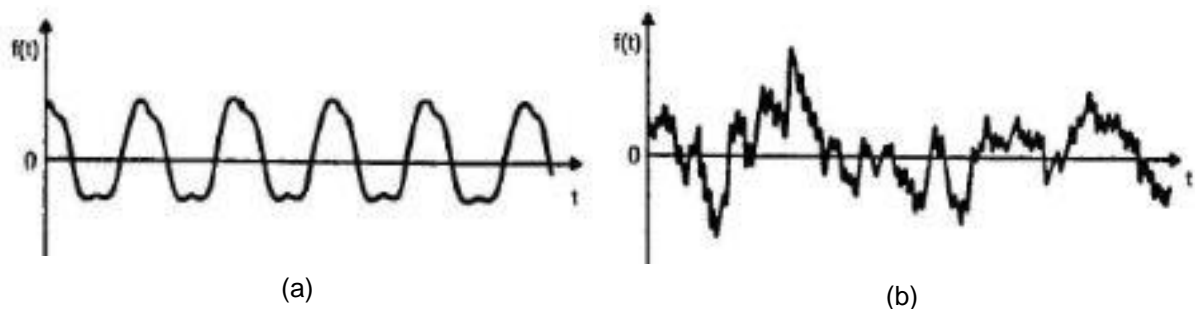


Figura 4: Excitação (a) determinística e (b) aleatória
 Fonte: Soeiro, 2008.

Entre as propriedades mecânicas mais importantes para se analisar vibrações são a elasticidade, o amortecimento e inércia. A elasticidade tem como característica de armazenar energia potencial elástica, já a inércia armazena energia cinética e energia potencial gravitacional, e por sua vez, o amortecimento provoca perdas de energia provocadas pelo atrito.

Alguns conceitos necessários para uma melhor compressão dos fenômenos de vibrações mecânicas:

- a) Grau de liberdade: é uma maneira simplificada de descrever o movimento vibratório utilizando um número mínimo de coordenadas independentes.

- b) Frequência: é o número de ciclos completos em um intervalo de tempo.
- c) Frequência natural: é a frequência a qual tende a se vibrar, quando excitado por uma força, pois se depende basicamente da distribuição de sua massa e rigidez.
- d) Amplitude: é a intensidade da energia vibratória, ou criticidade de um evento.
- e) Ressonância: é uma condição em que uma força é aplicada a um objeto com uma frequência próxima ou igual a uma das frequências naturais do equipamento (NSK, 2004), onde se resulta que o sinal de amplitude da vibração tende ao infinito, fazendo que o equipamento venha a sofrer alguma falha, por não suportar essa excitação. A maneira de evitar este fenômeno é projetar equipamentos que trabalham em frequências distantes das naturais (NSK, 2004).

2.2.5 Análise de Vibração

Toda máquina rotativa tem uma característica na sua vibração, podendo ser medidas nos parâmetros de deslocamento, velocidade e aceleração. O parâmetro de medição em velocidade se utiliza na detecção de falhas em baixa frequência, tais como, desbalanceamento e desalinhamento, enquanto o parâmetro de aceleração detecta falhas em alta frequência, tais como, defeitos em rolamentos.

Para uma boa análise de vibração, os pontos de medições para a coleta dos sinais vibratórios devem ser, sempre que possível, nos mancais. Caso não possível acesso a esses pontos, o mais próximo possível deles, pois a maior força de desequilíbrio causadora de vibrações se concentra nos rolamentos. As medições são recomendadas nas direções horizontais, verticais e axiais, conforme a Figura 5.

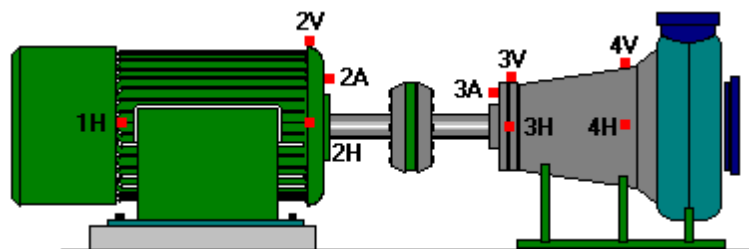


Figura 5: Pontos de medições no conjunto moto-bomba
 Fonte: Curso análise de vibração MGS Tecnologia, 2012.

Assim feita à coleta dos sinais de vibração, os mesmos são analisados a sua severidade, comparando-os com níveis padronizados em normas, de acordo com modo de fixação da base, rotação e potência do equipamento.

2.2.6 Transformada Rápida de Fourier (FFT)

A exibição do sinal de vibração pode ser em domínios, sendo os principais tempo e frequência. A Figura 6 mostra a mudança do domínio do tempo para a frequência, onde se visualiza de ângulos diferente o mesmo sinal.

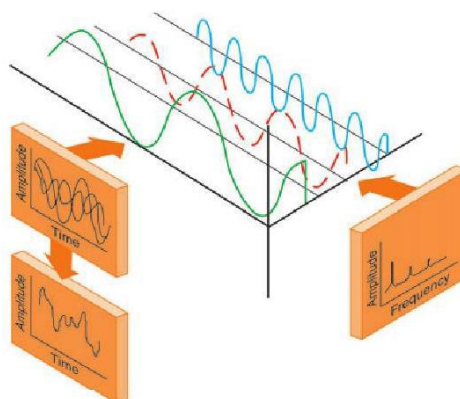


Figura 6: Mudança do sinal entre domínios do tempo e da frequência
Fonte: Revista Saber Eletrônica, 2008.

O eixo das abscissas, no domínio do tempo, mostra o tempo, enquanto a amplitude de sinal é mostrada no eixo das ordenadas. Os impactos que são ocorrência de curta duração são identificados nesse domínio, afirma Menna (2007), tais problemas de folga nos pinos e parafusos chumbadores.

Também apresentados amplitudes no eixo das ordenadas, é um sinal no domínio da frequência, e também contém frequência no eixo das abscissas, onde esta transformação se dá pela Transformada de Fourier, onde um sinal no domínio da frequência também apresenta as amplitudes no eixo das ordenadas, porém contém as frequências no eixo das abscissas, esta transformação é efetuada pela Transformada de Fourier, onde um sinal de vibração periódico complexo é decomposto em suas diferentes componentes senoidais, representadas cada uma delas por sua amplitude e frequência, Menna (2007).

O espectro em frequência é o nome que se é dado para o sinal de vibração exibido no domínio da frequência, o mesmo é a técnica mais utilizada para detecção de falhas na análise de vibração, pois de acordo com Silva (1994), pode se diagnosticar com as informações do espectro 85% de falhas mecânicas nos conjuntos rotativos.

2.2.7 Principais Técnicas de Análise de Vibração

As técnicas mais utilizadas são de valor global de vibração e a análise espectral para a análise de vibração, entre as várias existentes.

2.2.7.1 Valor global de vibração

É um dos parâmetros básicos e mais utilizados para se medir vibração em máquinas rotativa, pois é de fácil leitura e tem apenas um valor numérico que representa o nível de vibração da máquina. Este resultado se obtém a partir do sinal de banda larga. Almeida e Góz (2006) informam que a largura da banda está entre 30% e 400% da velocidade de rotação do eixo do equipamento que se deseja medir.

A representação do valor global de vibração pode ser dada como: valor de pico, pico-a-pico e RMS (*Root Mean Square*), conforme ilustra Figura 7.

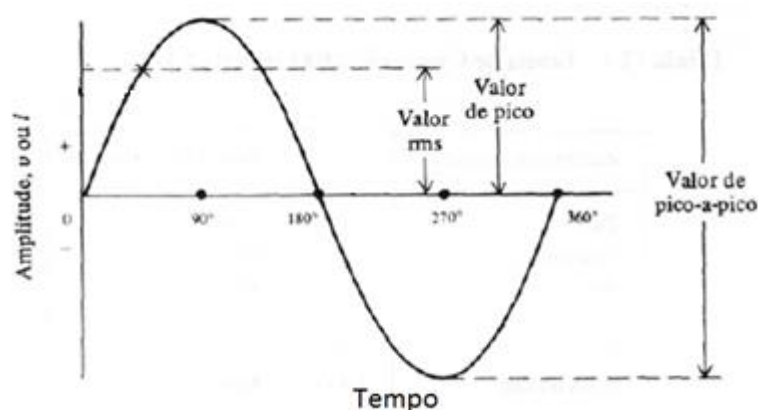


Figura 7: Representação valores globais
Fonte: Adaptado de Barbosa, 2012.

Segundo Menna (2007), o valor RMS está diretamente ligado com o nível de energia de vibração. Em outras palavras, com o potencial de dano associado ao movimento vibratório. De grande relevância o valor de RMS possui particularidades históricas de vibração, e é expresso pela Equação (1).

$$\text{RMS} = \sqrt{\frac{1}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} f^2(t) dt} \quad (1)$$

Onde $f(t)$ é a grandeza de vibração a qual deseja medir; Δt é o intervalo de tempo que contém os dados históricos de interesse de vibração.

A NBR 10082 traz que em máquinas rotativas com velocidades de operação de 600 a 12000 RPM, adota-se no Brasil com identificação do grau de criticidade da vibração o valor global em RMS.

A análise feita com o nível global RMS é uma importante ferramenta de controle, pois conforme aumentando o seu valor durante o tempo mostrará um indício de desgaste do equipamento.

2.2.7.2 Análise espectral

Menna (2007) apresenta que o “conteúdo de frequências depende do agente causador e do ambiente pelo qual ele se propaga”, podendo assim, fazer a identificação dos “agentes causadores”, as falhas, na observação correta dos sinais de amplitude e frequência.

A amplitude do sinal da análise está diretamente ligada a criticidade da falha, pois identifica uma evolução respectiva da falha, isso mostra a importância do acompanhamento e do controle de evolução de variação, para assim tomar medidas de reparos no equipamento.

À análise espectral se faz um ferramental eficaz, pois cada defeito mecânico possuem frequências de defeitos característicos, tais defeitos: desbalanceamento, desalinhamento, eixo empenado, defeitos de rolamento.

2.3 SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS

Os sistemas de aquisição de dados têm por função a obtenção de dados digitais através das medições de grandezas físicas (analógicas), tais como umidade, temperatura, aceleração, velocidade, etc.

Para a coleta de dados através da análise de vibração, o transdutor é o elemento que tem o contato direto com equipamento a ser medido, ai ele converte o sinal mecânico em um sinal elétrico, onde que esse sinal será amplificado e convertido para um sinal digital, para que seja analisado.

Soeiro (2008) apresenta quatro importantes aspectos para a escolha de um instrumento medição. São eles:

- a) Faixa de frequências e amplitudes: é um dos principais parâmetros determinantes, pois a amplitude do sinal pode-se ter uma variação de alta para baixa em cada faixa de frequência, fazendo que os acelerômetros apresentem uma maior sensibilidade.
- b) Tamanho da máquina ou estrutura: pode se ter uma distorção das medidas de vibração, por causa dos instrumentos apresentarem grandes massas se comparado com o equipamento a ser medido.
- c) Condição de operação da máquina: para que os valores de medição não sejam distorcidos e não apresentem erro de medição, eles precisam ter, por exemplo, certa robustez em condições com temperaturas elevadas, ambientes corrosivos, abrasivos.
- d) Tipo de análise dos dados: tem que ser de acordo com a análise pretendida, e observar quais as ferramentas disponibilizadas pelo instrumento, de forma que venha suprimir as necessidades da empresa, etc.

2.3.1 Sensores e Transdutores

A detecção de uma variável física de interesse se dá pelo sensor, e a transformação dessa variável em outra medida que seja de fácil leitura se dá pelo transdutor.

Um dos tipos de acelerômetro mais simples é o potenciométrico, Carneiro (2003) apresenta que esse tipo de acelerômetro mede movimento da massa anexando a massa-mola ao braço de um potenciômetro, então, a posição da massa é carregada como uma mudança de resistência.

Carneiro (2003) apresenta outro tipo o LVDT (Transformador Diferencial Variável Linear), onde esse tipo de acelerômetro tem a vantagem da medição do deslocamento linear natural do LVDT para medir deslocamento de massa, e seu núcleo é a massa sísmica, desta forma os deslocamentos do núcleo são convertidos diretamente em tensão AC (Corrente Alternada) linearmente proporcionais. Figura 8 apresenta uma estrutura básica do acelerômetro.

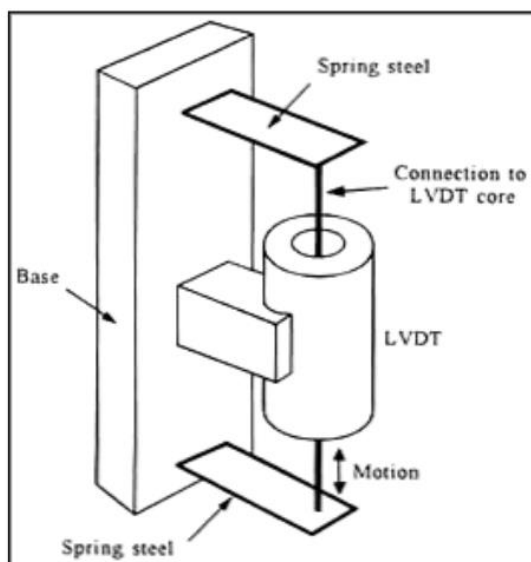


Figura 8: Estrutura básica do LVDT
Fonte: Adaptação – Carneiro, 2003.

De acordo com Fernandes (2000), os acelerômetros piezoelétricos tem uma banda dinâmica maior, com boa linearidade, são altos geradores de sinais, onde sua essência é o material piezoelétrico, normalmente de quartzo ou cerâmica ferro-elétrica artificialmente polarizada, quando tensionada ou comprimida mecanicamente, proporcional a força aplicada gera uma carga elétrica que polariza suas faces.

Hoje os processamentos de dados são através de coletores eletrônicos, quais eles fazem toda coleta de sinais, como a filtragem, amplificação e linearização, onde se alguns aparelhos tem a capacidade de já realizar e da um parecer das análises de dados coletadas.

2.4 MOTORES ELÉTRICOS

O motor elétrico faz parte de um dos inventos mais surpreendentes do homem ao longo de seu desenvolvimento tecnológico, por se tratar de um equipamento baixo custo, simples construção e versátil.

O motor elétrico é a uma máquina destinada a transformar energia elétrica em energia mecânica. Os tipos de motores elétricos mais comuns como apresenta o manual da WEG, uma das maiores fabricantes de motores elétricos no mercado nacional e internacional, são:

2.4.1 Motores de Corrente Contínua

O manual da WEG diz que são motores de custo mais elevado e, além de uma fonte de corrente contínua, ou de um dispositivo que converta a corrente alternada comum para contínua. Onde se tem uma grande precisão no controle de sua velocidade, que pode ser ajustável. Por essa razão o seu custo é mais elevado na instalação e manutenção, por isso, é usado somente em casos especiais.

2.4.2 Motores de Corrente Alternada

São os mais encontrados, pois sua alimentação é feita em corrente alternada normalmente. Os principais tipos são o motor síncrono, onde tem-se uma velocidade fixa, sem interferência do escorregamento e utiliza-se onde se exige grandes potências, pois tem um alto custo em tamanhos reduzidos; e o motor de indução, onde tem-se uma velocidade constante, onde esta velocidade varia com a carga mecânica aplicada no eixo. Ele é o mais utilizado por ser de grande simplicidade, com robustez e baixo custo, e por ser adequado a quase todos os equipamentos e máquinas que são encontradas nas indústrias, podendo também variar sua rotação com auxílio de um inversor de frequência.

2.5 MANCAIS DE ROLAMENTO

São elementos de máquinas que tem a função de apoio fixo a elementos que possuem movimentos giratórios (eixos).

O catálogo da NKS traz que os mancais de rolamento tem sua constituição por dois anéis metálicos que contém as pistas internas e externas, corpos rolantes, podendo ser esferas ou rolamentos, e a outra parte é a gaiola que tem a função de espaçar os elementos rolantes, a Figura 9 traz a constituição de um rolamento.

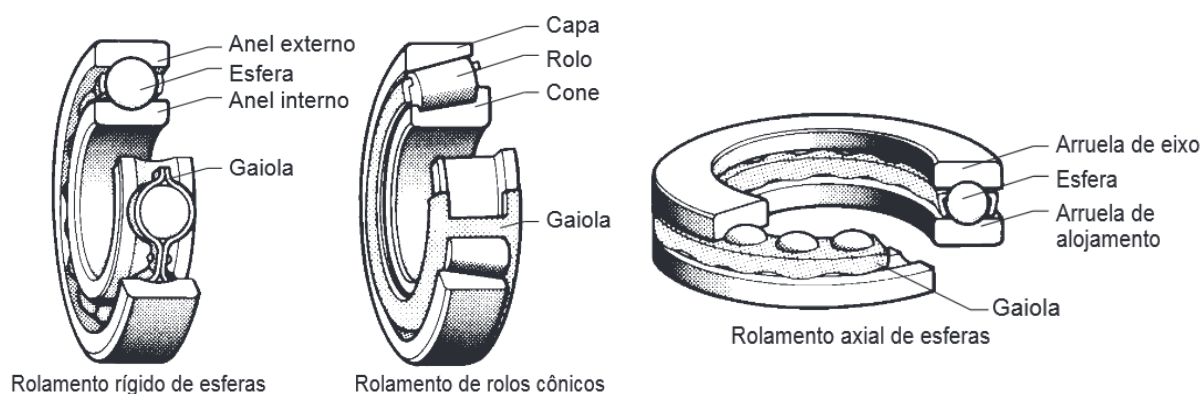


Figura 9: Constituição de um rolamento
Fonte: Catálogo Koyo (1997).

Os rolamentos são construídos para suportar cargas radiais, axiais, ou as duas juntas. O catálogo da NSK recomenda para baixas e medianas cargas o rolamento de esfera e para cargas pesadas recomendam-se os de rolos.

De acordo com o catálogo da Koyo (1997), “o ângulo de contato (α) é o ângulo formado entre o sentido da carga aplicada nos anéis de rolamento e elementos de rolagem e um plano perpendicular ao centro do eixo, quando rolamento está carregado”, os rolamentos tem sua classificação: radiais de $0^\circ \leq \alpha \leq 45^\circ$ e os axiais $45^\circ < \alpha \leq 90^\circ$, Figura 10 apresenta ângulo de contato dos rolamentos.

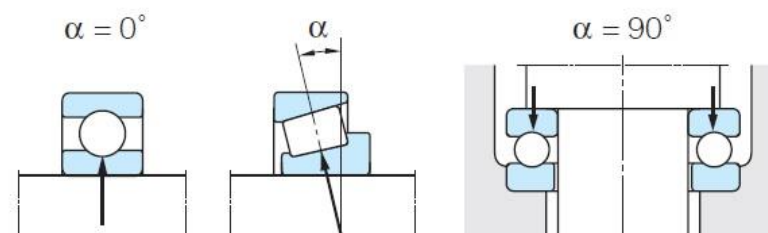


Figura 10: Contato axial e radial
Fonte: Catálogo da Koyo (1997).

De acordo com o fabricante NSK (2008):

- a) Rolamento rígido de esfera é do tipo mais representativo no campo de aplicação, pois esse tipo de rolamento pode suportar tanto cargas radiais e axiais, tem baixa vibração e ruído em altas velocidades.
- b) Rolamento de rolos cilíndricos tem a capacidade de suportar uma grande carga radial, pois em sua construção os rolos cilíndricos estão em contato linear com a pista, utilizados para altas velocidades.
- c) Rolamento de esferas de contato angular suportam cargas radiais e axiais em único sentido, apresentando uma maior resistência, sua utilização se dá em altas velocidades de operação.
- d) Rolamento de rolos cônicos tem uma maior resistência de suportar cargas axiais quanto maior seu ângulo de contato, também suporta cargas radiais, sendo utilizado para cargas pesadas e de impactos.

2.5.1 Técnica do Envelope

Menezes (2015) apresenta que a demodulação ou técnica do envelope, consiste em se obter o contorno externo do sinal vibratório e fazer a análise como se fosse um sinal, onde esse sinal traz informações de fontes de ruídos repetitivas dentro do equipamento, tal como defeito nas pistas de um rolamento.

Segundo Almeida e Góz (2007), a técnica envelope é uma extração de dados retirada dos sinais repetitivos da totalidade de informações contidas no sinal de vibração normal da máquina. Os mesmos autores informam que os rolamentos apresentam baixa potência elevando sua amplitude de vibração, quando excitado por frequências naturais do equipamento ou estrutura, ocorrendo na faixa de 1000 a 3000 Hz.

Uma vantagem da utilização da técnica de envelope apresentada por Baccarini e Oliveira (2012), é que ela permite determinar as taxas de repetição dos impactos que geram as vibrações, identificando os componentes de um rolamento que esteja causando a falha.

2.5.2 Modulação em Amplitude em Rolamentos

A afirmação de McFadden (1984), diz que, quando os rolamentos estão submetidos à velocidade constante, as falhas que acontece em pontos da pista ou esfera que se deslocam em relação ao carregamento sofrem modulação em amplitude.

De acordo com Ponchi e Cunha (2007), a modulação de amplitude corresponde à variação da amplitude de uma vibração no decorrer do tempo. Neste caso, a componente básica é denominada “Portadora”, enquanto que o sinal que descreve a variação da amplitude da portadora é denominado “Sinal Modulante”, e sua frequência “Frequência de Modulação”.

Ainda Ponchi e Cunha (2007), afirmam que o espectro de um sinal modulado contém de um pico central na frequência da portadora (f_p), ladeado por picos chamados de Bandas “laterais”, a qual está distanciada entre si e do pico central por um valor igual à frequência de modulação (f_m).

Ponchi e Cunha (2007) apresentam ainda que as “portadoras” são frequências naturais dos componentes do mancal, e os defeitos nos rolamentos (pistas e elementos rolantes) são as modulantes.

Descrição das etapas da técnica do segundo Nunes (1989):

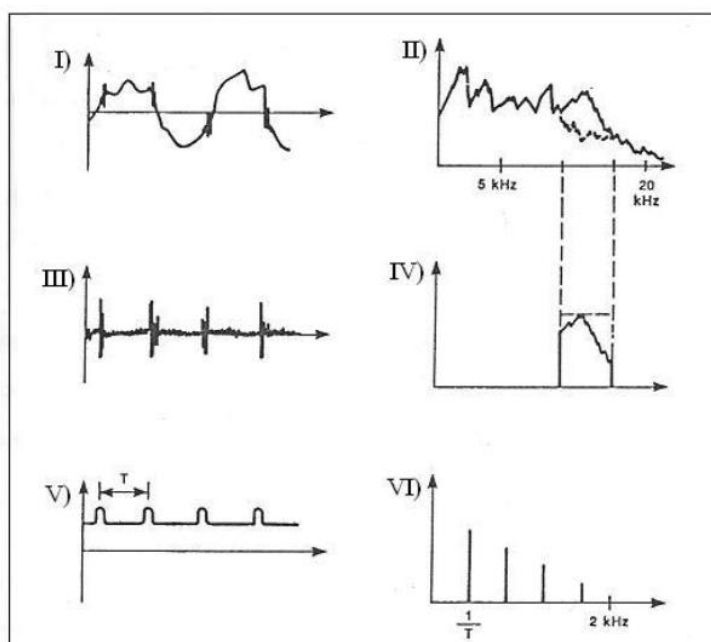


Figura 11: Esquema técnico de envelope
Fonte: Nunes (1989).

As seis imagens explicitadas na Figura 11 podem ser analisadas como:

- I) Sinal de vibração no domínio do tempo medido na superfície do mancal;
- II) Espectro em frequência correspondente ao sinal anterior, obtido através da transformada de Fourier. Um defeito no rolamento excita no mancal uma ressonância, aumentando assim o nível de vibração em uma determinada faixa de frequência, sendo possível fazer assim detecção desta ressonância.
- III) É o espectro em frequência contendo apenas a faixa de frequência de interesse, extraído a partir de um filtro passa-banda no passo II;
- IV) É o sinal no domínio do tempo correspondente ao espectro do passo III;
- V) Sinal III demodulado após aplicada a técnica do envelope, este sinal contém somente as frequências relacionadas com as razões de impacto.
- VI) É o espectro em frequência do sinal do passo V, denominado de espectro do envelope.

2.6 PROBLEMAS MECÂNICO COMUNS EM MOTORES ELÉTRICOS

Neste subtítulo serão apresentados dois problemas comuns que ocorrem em motores elétricos, que são desbalanceamento e o desalinhamento.

2.6.1 Desbalanceamento

Silva e Irmão (2013) apresentam que o desbalanceamento se dá pela distribuição desigual de massa em torno da linha central de rotação de um eixo, fazendo com que o eixo da inércia não fica coincidindo com eixo da rotação.

As combinações para o desbalanceamento acontecer são pelas assimetrias, tolerâncias dimensionais, desvios de forma, imperfeições de matéria prima e de montagem, diz Nery (2008).

O desbalanceamento pode causar prejuízos à empresa, pois as partes do equipamento que são danificados por esse defeito são: os mancais de rolamento,

empenar eixos, afrouxar sua fixação, diminuir a vida útil do equipamento como todo, podendo causar quebras inesperadas em geral.

A magnitude da força de desbalanceamento é dependente basicamente da rotação da máquina e da excentricidade do centro de gravidade do rotor (NERY, 2008). A força é dada pela Equação (2). Onde m é a massa desbalanceadora, dada em kg; n é a velocidade do eixo, dada em RPM; e r é o raio de desbalanceamento, em metros (m).

$$F = m \times \left(\frac{2\pi n}{60} \right) \times r \quad (2)$$

2.6.1.1 Desbalanceamento estático

De acordo com Nery (2008), este tipo de desbalanceamento surge quando o eixo principal de inércia encontra-se em paralelo em relação ao eixo de rotação da máquina, conforme Figura 12.

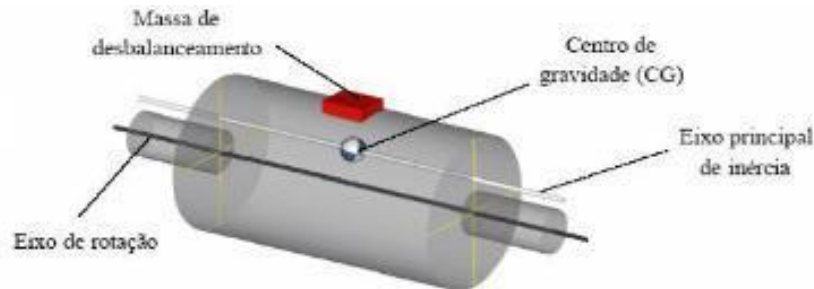


Figura 12: Desbalanceamento estático
Fonte: Souza , 2005.

2.6.1.2 Desbalanceamento quase-estático

Ocorre quando o eixo principal de inércia corta o eixo de rotação do rotor em um ponto, não passando pelo centro de gravidade, conforme Figura 13.

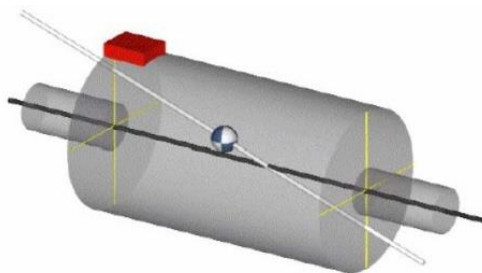


Figura 13: Desbalanceamento quase-estático
 Fonte: adaptado de Souza, 2005.

2.6.1.3 Desbalanceamento dinâmico

É o desbalanceamento mais comum de se encontrar nos equipamentos, pois ele ocorre quando o eixo principal de inércia não se encontra com eixo de rotação, como apresenta Figura 14.

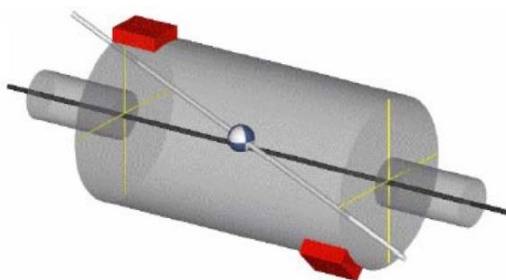


Figura 14: Desbalanceamento dinâmico
 Fonte: adaptado de Souza (2005).

O defeito de desbalanceamento pode ser identificado pela análise espectral, e Scheffer e Girdhar (2004) mostram que isso se dá por serem caracterizados como um pico na frequência de rotação do motor, denominada de frequência fundamental.

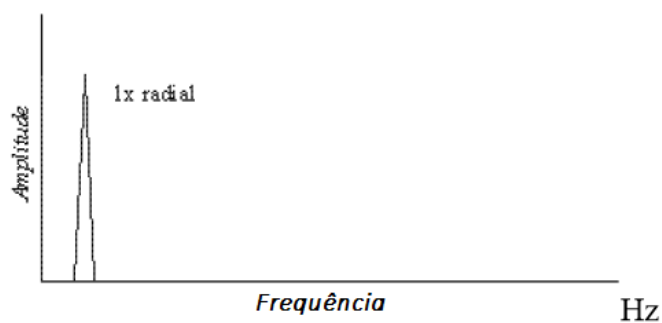


Figura 15: Espectro desbalanceamento
 Fonte: Adaptado Duncan, 1996.

A Figura 15 apresenta um espectro de desbalanceamento, cuja medição é feita de modo radial, devido à força centrífuga gerada pelo desbalanceamento ocorrer radialmente.

2.6.2 Desalinhamento

O autor Nery (2008) apresenta que “o desalinhamento é a condição em que o eixo da máquina motriz e da máquina motora não estão localizados na mesma linha de centro”.

O autor Silva (1994) apresenta que é um defeito comum que surge em alinhamento de acoplamentos, por estar na mesma linha de centro o eixo motor e o eixo movido.

Conforme Pacholok (2004), o desalinhamento de eixos provoca forças de reação nos mancais, com isso tem-se um aumento do consumo de energia fornecida pelo acionador, causando também vibrações elevadas.

As vibrações que aparece nas análises nas direções radial e axial, é devido ao desalinhamento, além da transferência de vibração da unidade motora e a movida, ou movida para motora, se estiverem acopladas.

Há três tipos de desalinhamento, conforme Nery (2008), a qual cada um possui uma forma distinta de sinal de vibração, são eles:

- a) Desalinhamento paralelo: se dá quando suas linhas de centro estão paralelas entre si, não sendo coincidentes, conforme pode ser observado na Figura 16(a);
- b) Desalinhamento angular: se dá quando as linhas de centro do motor e do movido formam um ângulo entre si, conforme Figura 16(b);
- c) Desalinhamento misto: trata de uma combinação do paralelo com o angular, pois as linhas de centro do motor e do movido não são coincidentes e formam um ângulo entre si, conforme a Figura 16(c).

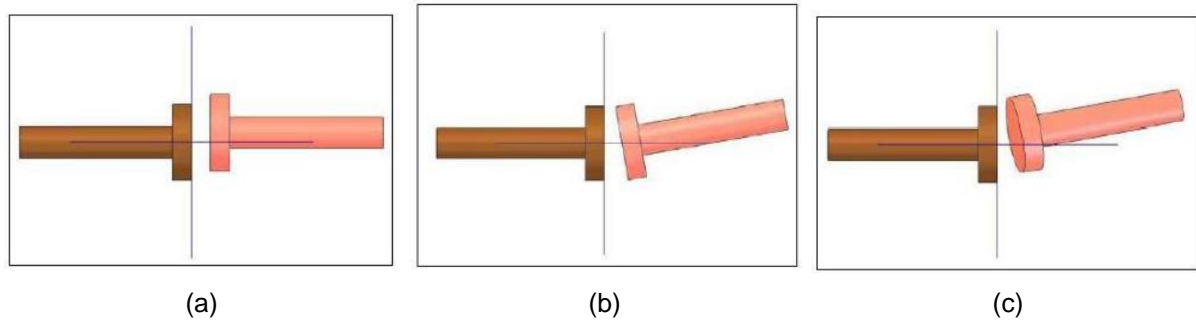


Figura 16: Desalinhamento (a) paralelo, (b) angular, e (c) misto.
Fonte: Pacholok (2004).

Conforme Mathias (2012), a identificação do desalinhamento angular pode ser feita através da análise do espectro de frequência, como um pico com valor igual ao valor da rotação do eixo com presença de harmônicos da rotação, conforme pode ser observado na Figura 17(a).

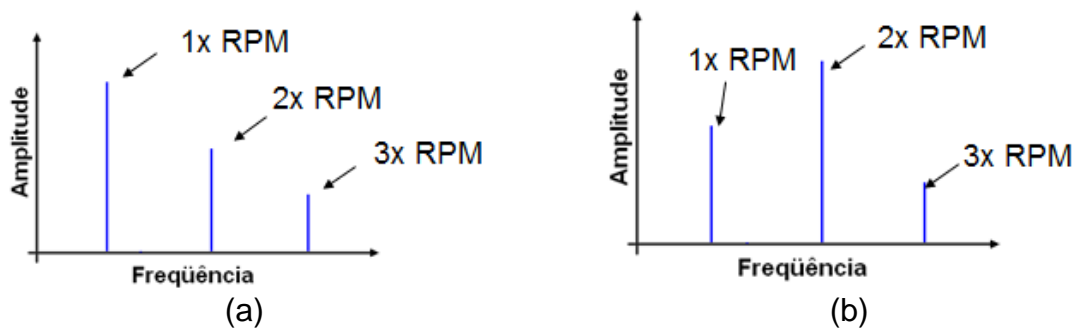


Figura 17: Espectro de frequência (a) desalinhamento angular, (b) desalinhamento paralelo.
Fonte: Adaptado de Mathias (2012).

Ainda de acordo com Mathias (2012), o desalinhamento paralelo caracterizar-se como dois impactos por revolução do eixo, onde que a cada 180° ocorre um impacto, aparecendo assim uma amplitude na segunda harmônica maior que a primeira, conforme a Figura 17(b).

2.6.3 Rolamentos

Segundo Fujimoto (2005) e Nunes (1989), as causas prematuras da vida de um rolamento, geralmente são provocadas por instalação e lubrificação inadequada, assentos defeituosos do eixo, retentores inadequados, penetração de partículas

entre as pistas, sobrecargas, influência do calor externo, desalinhamento, desbalanceamento, passagem de corrente elétrica.

Os defeitos mais comuns em rolamentos são defeitos nas pistas interna e externa, gaiola e nos elementos rolante. Para esses defeitos é necessária a compressão das dimensões do rolamento como diâmetro do elemento rolante e o primitivo e por fim o ângulo de contato, conforme ilustração da Figura 28.

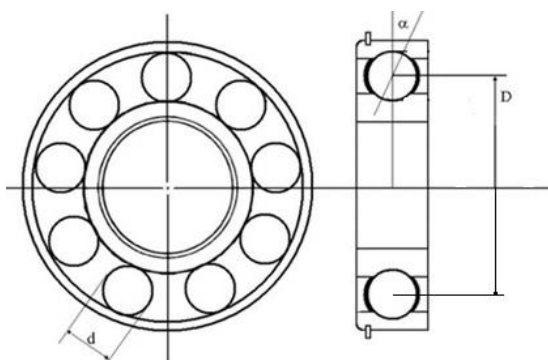


Figura 18: Dimensões de um rolamento rígido de esferas
Fonte: adaptado de Mathias, 2012.

Menezes (2015) apresenta as quatro frequências de rotação que estão associadas ao rolamento, onde se tem uma equação para calcular a frequência de falha para cada um dos quatro defeitos, conforme apresentado no Quadro 1.

Tipo de frequência	Equação
Frequência de gaiola (FTF - <i>Fundamental Train Frequency</i>)	$FTF = \frac{F_R \left(1 - \frac{BD}{PD}\right)}{2}$
Frequência da rotação da Esfera (BSF - <i>Ball Spin Frequency</i>)	$BSF = \left(\frac{1PD}{2BD}\right) * F_R \left(1 - \left(\frac{BD}{PD}\right)^2 \cos\beta\right)$
Frequência na pista externa (BPFO – <i>Ball Passage Frequency Outer</i>)	$BBPFO = \left(\frac{n}{2}\right) * F_R \left(1 - \left(\frac{BD}{PB}\right) \cos\beta\right)$
Frequência na pista interna (BPFI - <i>Ball Passage Frequency Inner</i>)	$BPFI = \left(\frac{n}{2}\right) * F_R \left(1 + \left(\frac{BD}{PB}\right) \cos\beta\right)$

Quadro 1 – Tipos de frequências de rotação e equações
Fonte: Adaptado de Menezes (2015).

Onde: BD representa o diâmetro da esfera; PD o diâmetro da pista; β representa o ângulo do contato da esfera; n o número de esferas; e F_R a rotação relativa entre a pista interna e externa.

2.7 NORMA

A finalidade principal de uma técnica de monitorização da condição é detectar variações do estado do equipamento e evitar possíveis problemas. Assim, o modo a ser feito é a comparação da medição da vibração do equipamento com as normas ou histórico de medição do mesmo equipamento.

A comparação com o histórico de leituras é o modo que mais se utiliza para a identificação de alterações nas condições de operação dos equipamentos, mostrando assim a proporção da alteração e o nível da mesma. Os limites definidos pelas normas servem como base na classificação do provável nível de falha em que se encontra o equipamento (PRUFTECHNIK, 2002).

O Quadro 2 traz a representação dos níveis globais de velocidade de vibração para avaliar equipamentos industriais.

ISO 10816-3	Grupo 1		Grupo 2	
Tipos de equipamentos	Máquinas de grande porte (300 kW < P > 50 MW)		Médios equipamentos (15 kW < P > 300 kW)	
	Motores elétricos de eixo maior que 315 mm		Motores elétricos de eixo entre 160 mm e 315 mm	
Fundação	Flexível	Rígida	Flexível	Rígida
Velocidade	Vibração causa danos			
11 mm/s				
7,1 mm/s		Restringir longa operação		
4,5 mm/s				
3,5 mm/s		Possível operar por longo período		
2,8 mm/s				
2,3 mm/s				
1,4 mm/s		Máquinas novas		

Quadro 2 – Avaliação de vibração de equipamentos por meio de medições sobre partes não rotativas para máquinas industriais

Fonte: Adaptado de ISO 10816-3 (1998).

A usina de Itaipu usando como parâmetro a esta ISO, definiu também outros valores de alarmes para a análise de vibração, sendo 3,5 mm/s para alarme 1 (alerta) e 5,625 mm/s para alarme 2 (crítico), baseada e abaixo da ISO 10816-3 a qual é 3,5 mm/s alarme 1 e 7,1 mm/s alarme 2 para motores elétricos entre 15 kW e 300 kW com base rígida.

2.8 SISTEMA DE ÁGUA PURA

O sistema de água pura recebe este nome por ser um sistema que utiliza água para resfriamento das barras estatóricas do gerador, e, esta água deve ser desmineralizada e estar em condições que apresente características da maior pureza possível, com PH básico (entre 8 e 9) e condutividade com valores em torno de 2,3 mS/cm a uma temperatura em torno de 41°C. Desse modo, com a remoção direta do calor teve-se como objetivo equilibrar a distribuição do aquecimento, reduzir as diferenças de temperatura entre o ponto mais quente (hot spot) e as temperaturas médias dos condutores, minimizando os deslocamentos relativos entre Condutores e núcleo do estator (ITAIPU, 2009).

2.8.1 Enrolamento Estatórico do Gerador

O enrolamento estatórico das UG (Unidade Geradora) da CHI (Central Hidrelétrica de Itaipu) é do tipo ondulado, composto de 1008 barras dispostas em 504 ranhuras. Estas barras, por sua vez, são constituídas internamente por 30 condutores elementares isolados entre si, sendo seis destes condutores ocios, permitindo a circulação de água pura. A Figura 19 mostra a seção das barras (ITAIPU, 2009).



Figura 19: Seção e corte da barra estatórica
Fonte: Adaptado de Itaipu (2009).

2.8.2 Trocadores de Calor

Os trocadores de calor têm a função de realizar a transferência de calor da água pura que circula pelas barras estáticas para a água bruta. São constituídos por tubos de aço inox pelos quais circulam água pura e um cilindro dentro do qual circula água bruta onde se efetua a troca de calor (ITAIPU, 2009).

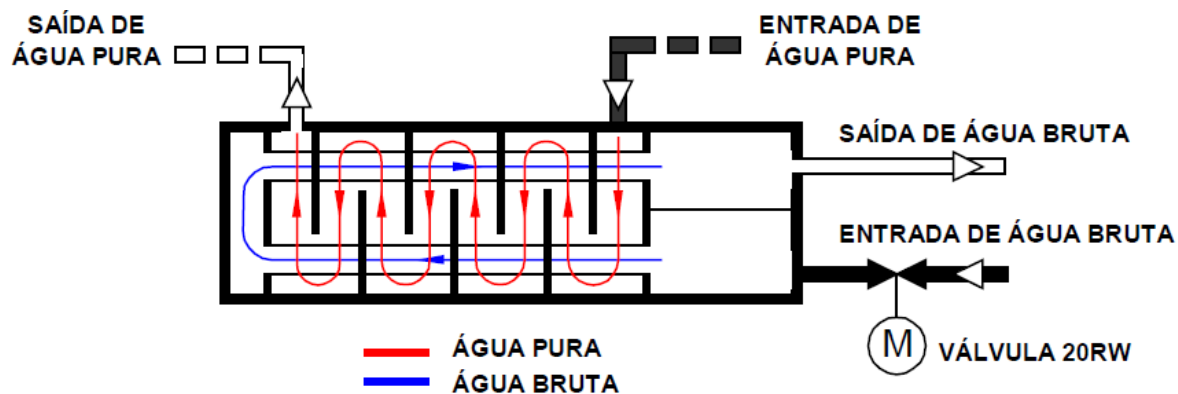


Figura 20: Trocador de calor
Fonte: Adaptado de Itaipu (2009).

2.8.3 Circuito Elétrico

O enrolamento elétrico do estator é dividido em três fases, e cada fase em seis ramos distintos, conectados em paralelo. Um ramo é constituído pela interligação de 56 barras em série. A ligação das barras é feita através da solda dos pentes de cobre existentes nos terminais das barras, formando o enrolamento do tipo ondulado. ITAIPU (2009).

2.8.4 Circuito Hidráulico

O enrolamento estático é composto de 1008 barras, e para possibilitar a circulação de água pura nos condutores ocios de cada barra foi necessário a montagem de circuitos hidráulicos distintos. São ao todo 168 circuitos, composto

pela interligação de seis barras. Dentro do gerador os circuitos hidráulicos assumem várias configurações (ITAIPU, 2009).

A alimentação destes circuitos é realizada pelo anel distribuidor, que fica disposto sobre o estator e fornece água pura com temperatura de aproximadamente 40° C. Em paralelo está instalado o anel coletor, que por sua vez interliga todas as saídas dos circuitos hidráulicos. Este anel recolhe a água aquecida que circulou ao longo das barras de cada circuito hidráulico (ITAIPU, 2009).

2.8.5 Conjunto moto-bombas

O sistema de bombeamento de água pura é composto de dois conjuntos moto-bombas com capacidade de 100 % de circulação de água no sistema com uma bomba em funcionamento como principal e outro em *stand-by* (reserva).

Nas unidades antigas (correspondendo da 01 até a 18), não há nenhum impedimento pelo circuito elétrico de que as duas bombas operam juntas no modo manual, mas isto implicaria em um aumento de fluxo e pressão em todo o sistema, o que poderia comprometer a estanqueidade do mesmo.

Nas unidades 9A e 18A existe um sistema de intertravamento elétrico que impede o funcionamento das duas bombas juntas mesmo com a operação em manual (ITAIPU, 2009).

No Quadro 3 são apresentadas algumas informações sobre os motores de 50 e 60 Hz e também a bomba.

	Motor 50Hz	Motor 60Hz	Bomba
Fabricante	WEG	WEG	KSB
Rolamentos	6214 C4 / NU214	6216 C3 / 6216 C3	7311 / 7311 / NU311E
Rotação	2975 RPM	3575 RPM	-
Potência	75 kW	84 kW	-
Base	Fixa	Fixa	-
Fabricante	SIEMENS	SIEMENS	-

Quadro 3 – Informações sobre motores e bomba

Fonte: Autoria própria.

2.8.5.1 Periodicidade do motor

a) **Semestral – 6M**

- Lubrificar os mancais do motor (graxa POLIREX EM, Grau NLGI:2).
- Medir a vibração do motor do conjunto Moto-bomba (principal) de circulação de Água pura, utilizando o coletor de dados. Nos seguintes pontos:
 - 01V – Ponto 1 – Sentido vertical.
 - 01H – Ponto 1 – Sentido horizontal.
 - 02HE – Ponto 1 – Sentido horizontal – Envelope.
 - 02V – Ponto 2 – Sentido vertical.
 - 02H – Ponto 2 – Sentido Horizontal.
 - 02HE – Ponto 2 – Sentido horizontal – Envelope.
 - 02A – Ponto 2 – Sentido axial.

b) **Trissestrial – 3M**

- Cumprir a inspeção semestral e, adicionalmente:
 - Remover a graxa dos mancais do motor e relubrificar com graxa Mobil POLIREX EM, Grau NLGI:2.

c) **Trienal – 3A**

- Cumprir a inspeção trissestrial e, adicionalmente:
 - Efetuar a troca dos rolamentos do motor.

2.8.5.2 Periodicidade na bomba

a) **Semestral – 6M**

- Inspeccionar:
 - Condições de conservação, fixação e estanqueidade da bomba.
 - Ausência de vazamentos de água no selo mecânico e na tubulação de refrigeração.

- Ausência de vazamentos de óleo nos retentores do carter da bomba.
 - Substituir o óleo do carter da bomba (óleo Lubrax Turbina Plus 50)
 - Inspeccionar o acoplamento do conjunto moto-bomba (REX-Ômega) quanto a desgastes, deformações e estado geral.
- Medir a vibração do motor do conjunto Moto-bomba (principal) de circulação de água pura, utilizando o coletor de dados. Nos seguintes pontos:
 - 03A - Ponto 3 – Sentido axial.
 - 03V - Ponto 3 – Sentido vertical.
 - 03H - Ponto 3 – Sentido horizontal.
 - 03HW - Ponto 3 – Sentido horizontal – Envelope.
- b) **Anual – 1A**
- Cumprir a inspeção semestral e adicionalmente:
 - Verificar o alinhamento do conjunto moto-bomba.
- c) **Trienal – 3A**
- Cumprir a inspeção anual e, e adicionalmente:
 - Efetuar substituição do elemento flexível bipartido do acoplamento (Rex-Omega) do conjunto moto-bomba.

2.8.6 Circuito de Água Bruta

É denominada água bruta a água proveniente do lago da CHI como fonte de resfriamento dos trocadores de calor. Para cada unidade geradora é feita a captação de água bruta na caixa espiral.

Esta água é utilizada como fonte de resfriamento nos trocadores de calor dos mancais da turbina, do óleo do regulador de velocidade, radiadores do gerador, transformadores e também no sistema de água pura (ITAIPU, 2009).

3 MATERIAIS E METODOS

3.1 A EMPRESA

A usina de Itaipu por muito tempo foi a maior hidrelétrica do mundo em geração de energia com uma produção recorde de 98.630.035 megawatts-hora (98,6 milhões de MWh) no ano de 2013, através de 20 unidades geradoras que totalizam 14.000 MW de potência instalada (ITAIPU, 2015).

A Itaipu completou 40 anos de operação, que é justamente resultado de intensas negociações entre Brasil e Paraguai, durante a década de 60. Em 22 de junho de 1966, os Ministros das Relações Exteriores do Brasil e do Paraguai, assinaram a "Ata do Iguaçu", uma declaração conjunta que manifestava a disposição de estudar o aproveitamento dos recursos hidráulicos pertencentes em condomínio aos dois países, no trecho do Rio Paraná "desde e inclusive o Salto de Sete Quedas até a foz do Rio Iguaçu". Em fevereiro do ano seguinte, foi criada a Comissão Mista Brasil – Paraguai para a implementação da "Ata do Iguaçu", na parte relativa ao estudo sobre o aproveitamento do Rio Paraná.

O início das obras aconteceu em 1974 com a chegada das máquinas ao campo de trabalho, e teve seu fim em 1982, dando início a formação do Reservatório de Itaipu, onde foi formado em apenas 14 dias, tendo as águas subindo 100 metros e chegando às comportas do vertedouro às 10 horas do dia 27 de outubro (ITAIPU, 2015).

A Instalação das unidades geradoras aconteceu de forma programada de acordo com o cronograma, onde era instalada de duas a três ao ano, a última unidade geradora, a décima oitava, entrou em fase de produção comercial de energia, no dia 9 de abril de 1991, atingindo o marco de 12.600MW, com nove unidades geradoras brasileiras de 60Hz e nove de 50 Hz paraguaias.

A Itaipu teve sua conclusão total em produção de energia no ano de 2007, com a instalação de duas novas unidades geradoras uma de 50Hz chamada de 9A e a 18ª de 60Hz, aumentando assim sua potência para 14 milhões de KW, totalizando 20 unidades geradoras com produção de 700MW cada uma (ITAIPU, 2015).

Os desafios gerados para a construção da usina e os limites da engenharia levaram a ser reconhecida e premiada como uma das sete maravilhas do mundo moderno. A usina hoje tem um trabalho amplo na parte de programas ambientais, social, e também uma atração turística, atraindo mais de 500 mil visitantes ao ano.

3.2 COLETA DE DADOS

Para a coleta de dados foi utilizado o equipamento de análise de vibrações VIBXPERT II, conforme Figura 21(a), da Pruftechnik, um aparelho portátil que tem um coletor de vibrações para coleta de informações que são apresentadas em sua tela em forma de gráficos, sendo possível uma identificação da ocorrência de falha, caso houver, onde que depois serão descarregados em um software específico da Pruftechnik, para uma leitura mais precisa dos resultados da análise.

O coletor utiliza um sistema transdutor de vibrações mecânicas em sinais elétricos conhecidos como acelerômetro, visto na Figura 21(b).



Figura 21: Em (a) Aparelho VIBXPERT II, em (b) Acelerômetro.
Fonte: Pruftechnik (2010), e Autoria própria.

A análise dos gráficos do aparelho, se dá observando primeiramente os valores de nível global, que é a raiz quadrada do somatório ao quadrado de todos os picos, caso constatado níveis de alarme, ou um acréscimo muito elevado no seu deslocamento, faz-se então, a análise do espectro frequência, que é a amplitude dos

picos em relação à frequência, sendo possível identificar qual defeito esta gerando tal vibração. O parâmetro utilizado para a análise foi o de velocidade (mm/s).

3.2.1 Procedimentos realizados para a coleta

Inicialmente foi definida uma rota no software, com todos os pontos a serem coletados, e em seguida foi realizada a transferência destes pontos para o aparelho VIBXPRT II, apresentado anteriormente na Figura 21(a).

Com o equipamento (moto-bomba) a ser analisado em funcionamento foi feito o posicionamento do acelerômetro nos pontos de coleta. Verificando o perfeito perpendicularismo (medições radiais) ou paralelismo (medições axiais) do eixo do transdutor com o eixo da máquina, conforme as indicações que podem ser observadas na Figura 22.

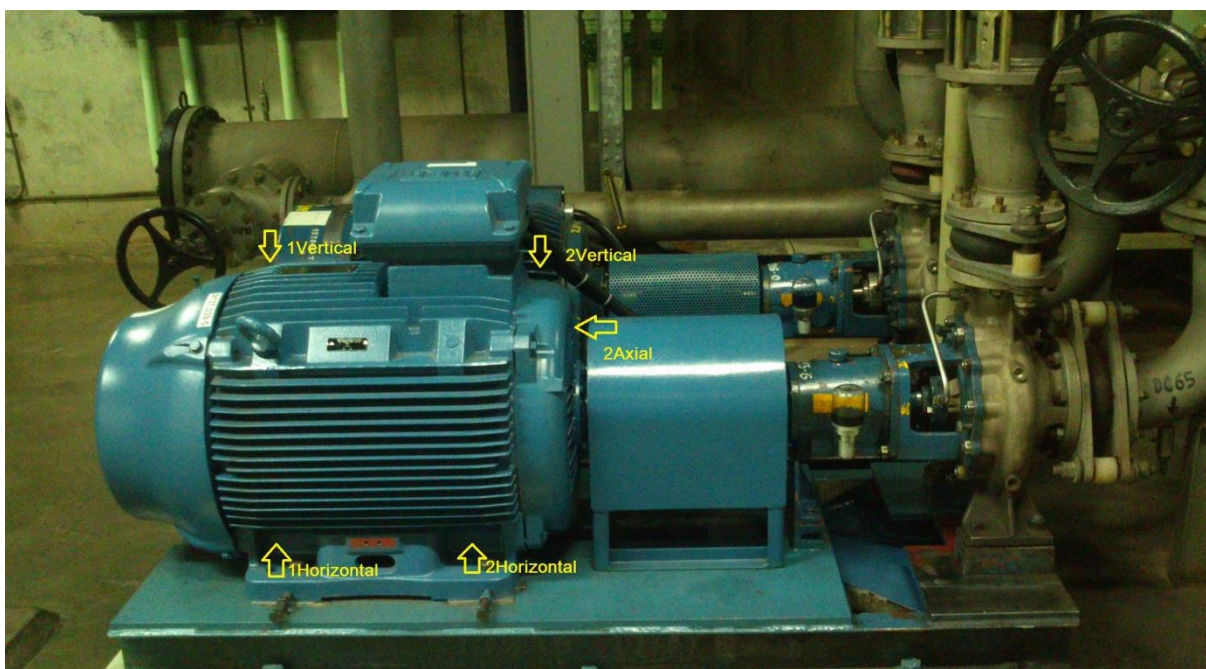


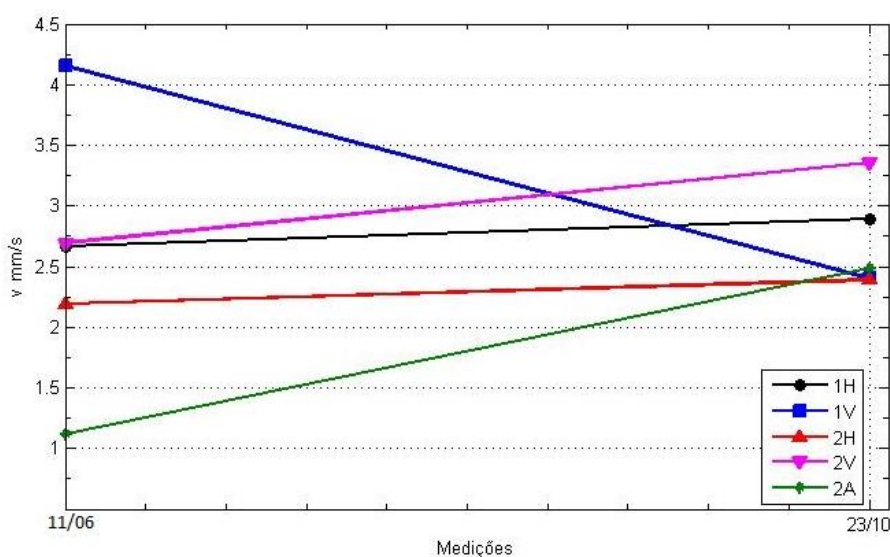
Figura 22: Moto-bomba, pontos de coleta.
Fonte: Autor, 2015.

4 RESULTADOS

As medições coletadas com o VIBXPRT mostraram variações em seus resultados, em alguns pontos teve uma discrepância de sinal, fazendo que o equipamento entrasse em estado de alarme crítico, o qual a empresa usa como alarme os valores 3,5 mm/s para alarme 1 (alerta) e 5,625 mm/s para alarme 2 (crítico), baseada e abaixo da ISO 10816-3 a qual é 3,5 mm/s alarme 1 e 7,1 mm/s alarme 2 para motores elétricos entre 15 kW e 300 kW com base rígida.

As unidades serão descaracterizadas neste texto, a pedido da empresa concedente da pesquisa. Assim serão chamadas como Unidades UX, UY.

A unidade “UY 50 Hz”, mostrou durante o período um bom desempenho para a operacionalidade ideal do equipamento, no Anexo A contém todos os pontos e medições coletadas. A Figura 23 mostra a “UX 50 Hz” o sinal de nível global de todos os pontos coletados.



**Figura 23: Sinal de nível global “UX 50 Hz” de todos os pontos.
Fonte: Autor, 2015.**

Pode se observar que na Figura 23 no ponto 1V linha azul, apresenta em seu primeiro sinal um deslocamento radial de 4,16 mm/s, acima dos valores estabelecidos pela empresa, alcançando nível 1, o de alerta. Já no segundo sinal do mesmo ponto, apresenta valor de 2,5 mm/s, abaixo da detecção de nível de alarme.

A Figura 24 apresenta os valores de níveis global em alarme, em três datas de coleta de dados, percebe-se que na primeira coleta o deslocamento estava em

2,5 mm/s aumentando na segunda coleta para 4,16 mm/s atingindo assim nível 1, o de alerta, sendo esse valor um defeito de baixa intensidade, não sendo necessário a intervenção imediata da manutenção no equipamento, já terceira coleta, durante o intervalo das últimas medições houve um intervenção para manutenção, podendo ser ela uma manutenção programada da unidade geradora.

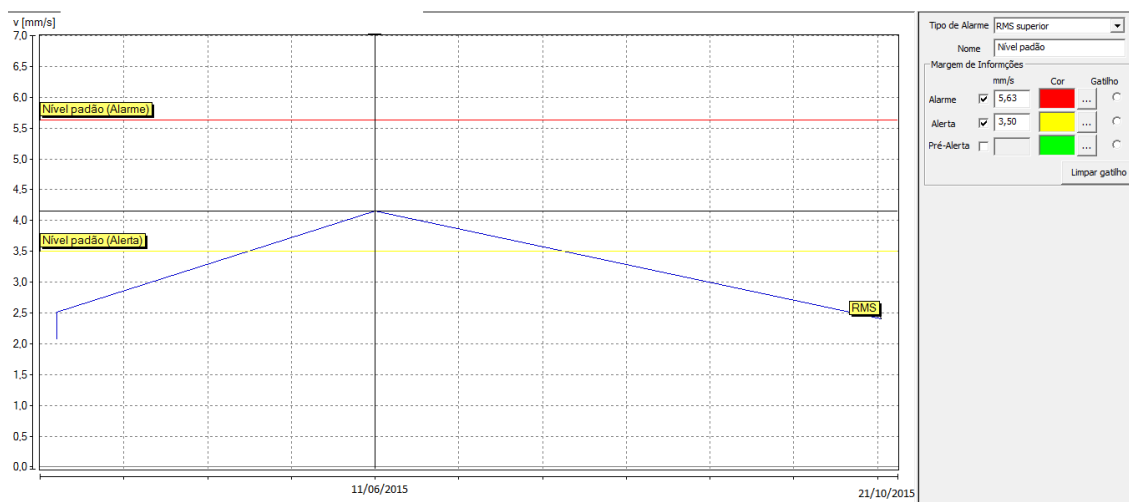


Figura 24: Nível global com alarme 1 (alerta) ponto 1V
Fonte: Autor, 2015.

A Figura 25 mostra o espectro de velocidade do ponto 1V, onde na data da primeira medição apresentou em sua segunda harmônica um pico elevado.

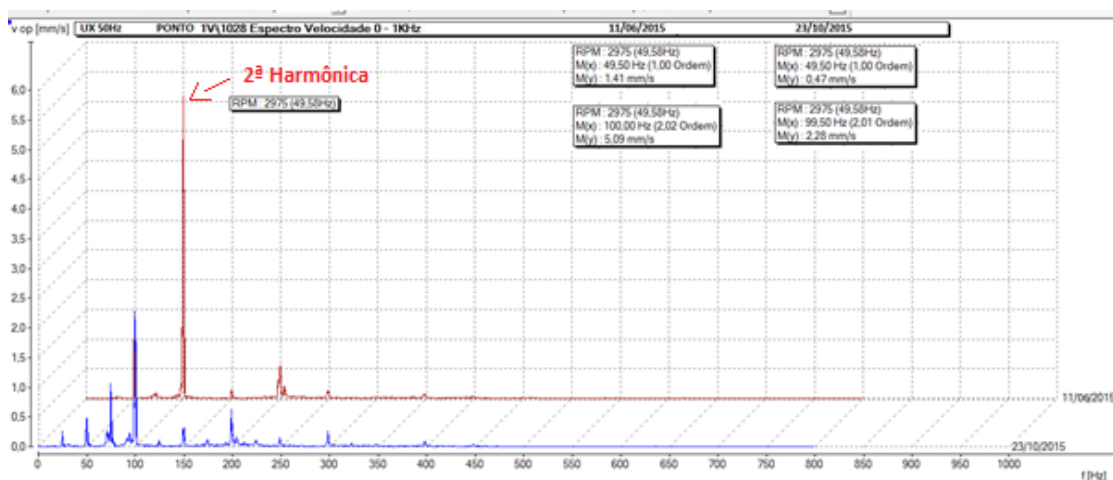


Figura 25: Espectro de velocidade, ponto 1V.
Fonte: Autor, 2015.

Conforme ilustra a Figura 25, mostra que existe um defeito, mas de acordo com a literatura pode ser um defeito de desalinhamento ou problema elétrico, que

para ter uma conclusão do real problema, o método adequado é desligar a carga elétrica, e fazer a medição do motor em movimento de inércia.

No Anexo B consta todos os pontos de coleta de dados e seus espectro de velocidade, quais pontos apresentaram mínimas variações em seu sinal.

Na unidade "UX 60Hz" apresentou uma grande discrepância nos pontos 1H e 1V, conforme apresenta a Figura 26 do sinal de nível global.

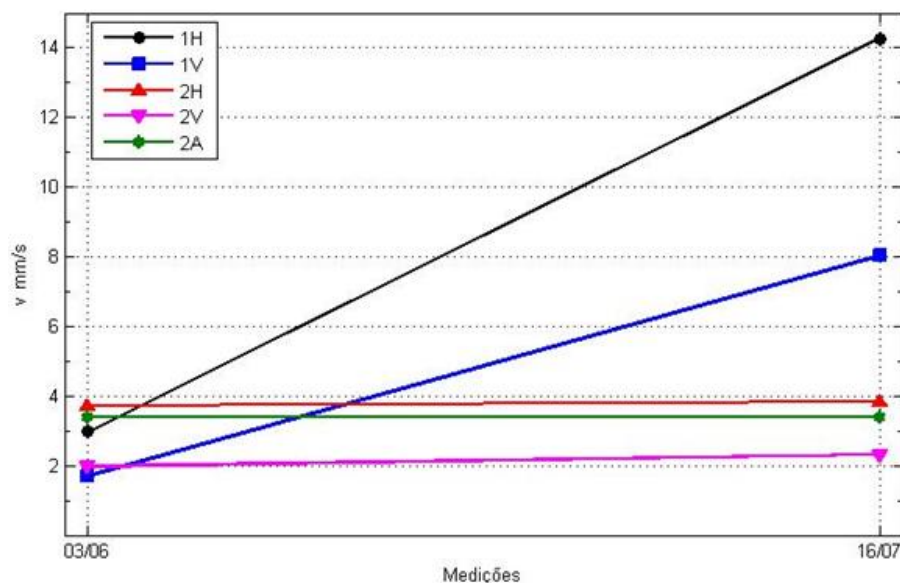


Figura 26: Sinal de nível global "UX 60 Hz" de todos os pontos
Fonte: Autor, 2015.

O ponto mais crítico foi o ponto 1H, que apresentou uma variação de 2,97 mm/s a 14,27 mm/s em seu nível global, mostrando que um pouco mais de um mês, teve uma discrepância muito elevada.

A Figura 27 mostra o sinal de alarme alcançado, de nível de alarme 2 o mais crítico, onde que as vibrações do equipamento pode causar danos.

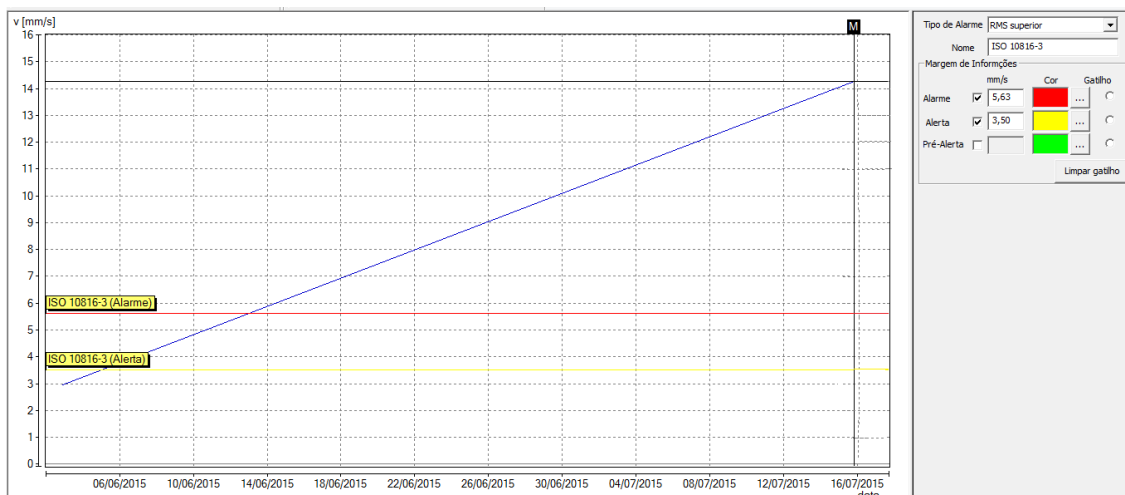


Figura 27: Sinal de alarme 2 (crítico) no ponto 1H
Fonte: Autor, 2015.

A Figura 28 apresenta o sinal de espectro de velocidade, mostra a primeira harmônica mais elevada que as demais, sendo assim detecção de um defeito de desbalanceamento ou elétrico, para a identificação e conclusão real do problema, se faz necessário o desligamento da carga elétrica, e realizar a medição do motor em movimento de inércia, como já mencionado.

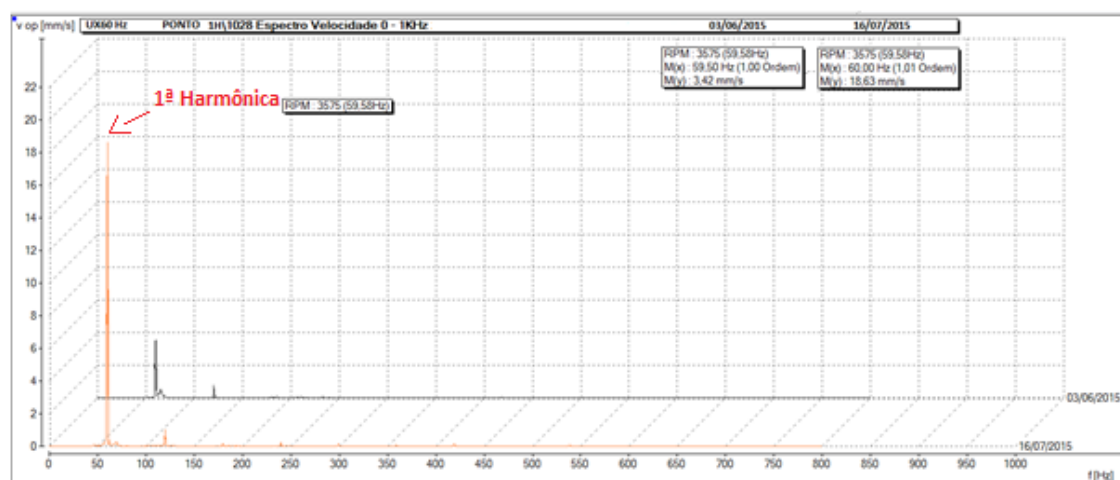


Figura 28: Espectro de velocidade do ponto 1H.
Fonte: Autor, 2015.

Os pontos restantes de sinal em espectro de velocidade da “UX60 Hz” se encontram no Anexo C. Na unidade “UY 60 Hz” mostra em seu sinal a intervenção da manutenção, pois a mesma que em seu sinal estava em nível de segurança e este mesmo eleva para alarme 1 e por fim volta para o sinal dentro dos níveis de segurança, mostra a intervenção da manutenção, conforme apresenta a Figura 29.

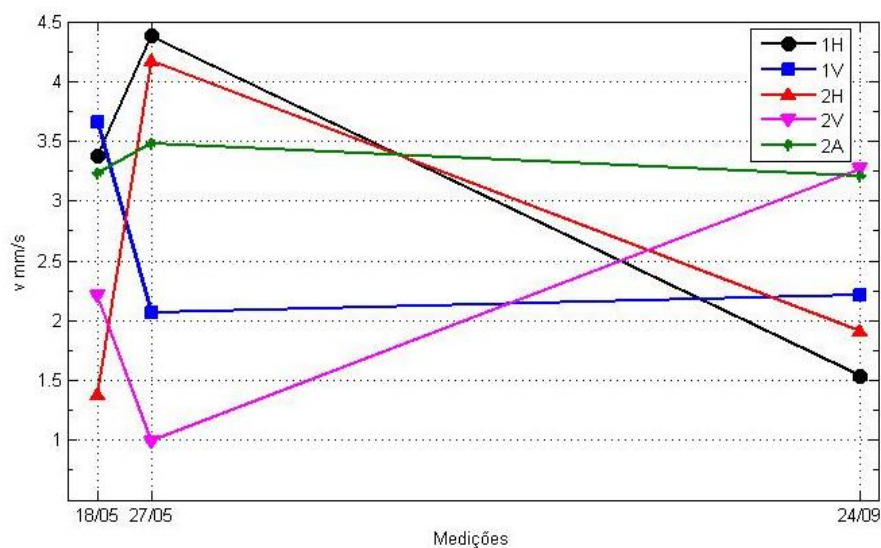


Figura 29: Sinal de nível global “UY 60 Hz” de todos os pontos
Fonte: Autor, 2015.

A variação do nível global do dia 18/05 a 27/05 foi de 2,79 mm/s, e tendo um decréscimo ainda do dia 27/05 a 24/09 de 2,26 mm/s, mostrando assim que no intervalo desse ultimo período ocorreu uma intervenção no equipamento pela equipe de manutenção. A Figura 30 mostra o sinal de nível global em alarme 1.

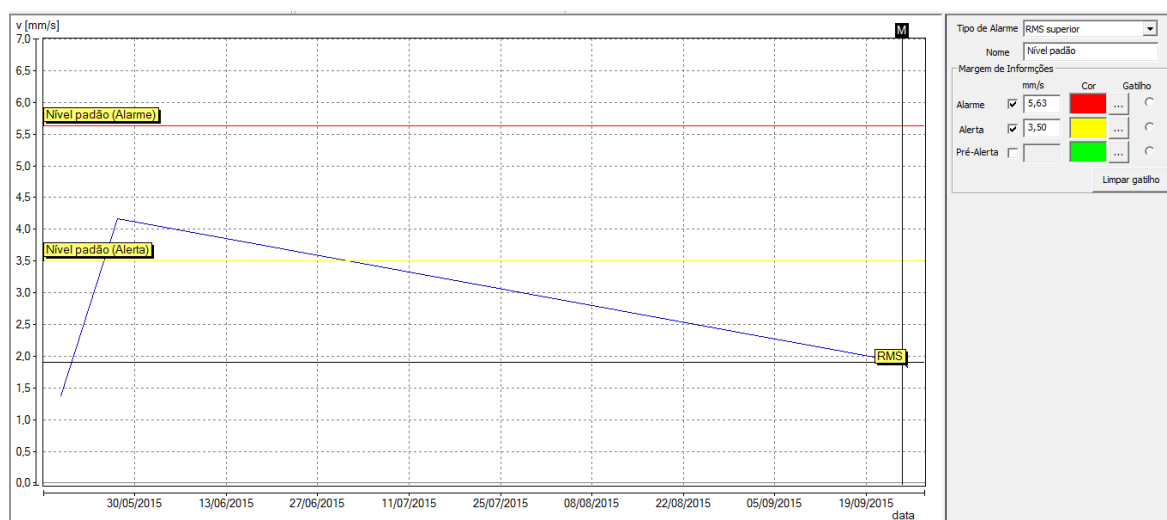


Figura 30: Sinal de alarme 1 (alerta) no ponto 2H.
Fonte: Autor, 2015.

Na Figura 31 é mostrado o espectro de velocidade, do ponto 1H, onde mostra a variação de sinal nas medições coletadas.

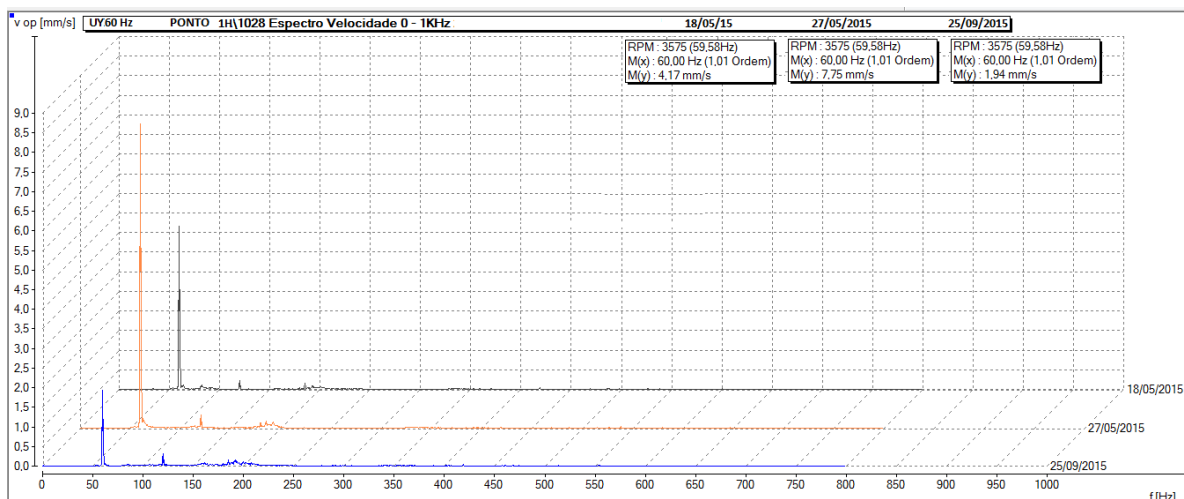


Figura 31: Espectro de velocidade do ponto 1H.
Fonte: Autor, 2015.

Conforme ilustra figura acima, o primeiro sinal ele está em nível 1, o de alerta, mas no intervalo de 9 dias esse sinal passa para o nível 2, o crítico, onde essa vibração pode causar danos ao equipamento e sistema, onde sua harmônica de primeira ordem pode ser um desbalanceamento ou defeito elétrico, onde para detecção real do problema recomenda-se a realização dos passos já mencionados.

Já na terceira coleta de dados no dia 25 de setembro mostra o sinal em nível de segurança, percebendo assim que durante esse intervalo de tempo houve uma interferência da equipe de manutenção.

As medições restantes dos pontos de coletas da “UY 60 Hz” podem ser encontradas no Anexo D.

5 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Foi constatada uma discrepância de sinal vibratório acima do esperado, durante o período de um mês na unidade “UY 60 Hz”, causado por um desalinhamento ou problema elétrico.

A técnica de análise de vibração usada pela empresa tem um desempenho satisfatório, pois a mesma acompanha as periodicidades programadas da unidade geradora, sendo elas trimestrais semestrais e anuais.

Os níveis de vibração encontrados, em grande parte dos pontos analisados neste estudo, foi muito baixa, pois quando foi encontrado algum aumento do sinal de vibração, este sinal estava em nível 1 (alerta) e já próximo da sua periodicidade de manutenção, assim, fazendo a manutenção da unidade completa, e nas moto-bombas é feito nesta manutenção, a troca dos rolamentos, verificação de folgas, alinhamentos e balanceamentos, etc, fazendo que o equipamento tenha novamente o desempenho de operacionalidade ideal.

Para que o sistema de manutenção e a técnica preditiva sejam melhor aproveitados no sistema de gestão da manutenção, recomenda-se que o sistema de coleta de dados seja automatizado fornecendo dados online (tempo real) para a equipe de manutenção e engenharia, por meio da instalação de sensores de vibração (acelerômetros) no conjunto, sendo as recomendações de estudos futuros elencadas neste trabalho de conclusão de curso a análise de custo e de viabilidade técnico econômica da implantação da automação do sistema de vibração.

REFERÊNCIAS

ALMEIDA, M.T.; GÓZ, R.D.S. **Análise de Vibrações Avançada: Rolamentos e Engrenagens**. Apostila do Curso realizado na FUPAI, Itajubá, Brasil, 2007.

ARAÚJO, Adriano Tavares. **Estudo das técnicas de medição do auto amortecimento de cabos condutores**. Disponível em: <http://bdm.unb.br/bitstream/10483/10152/1/2014_AdrrianoTavaresAraujo.pdf>. Acesso em 03 ago 2015.

BACCARINI, Lane Maria Rabelo; OLIVEIRA, Thiago Angelo Neves. **Técnica do envelope para detecção de falhas em rolamentos de escavadeiras elétricas**. Disponível em: <<http://www.cricte2004.eletrica.ufpr.br/anais/induscon/2012/Data/iREP1576.pdf>>. Acesso em 12 ago 2015.

BANDEIRA, Guilherme; ABREU, Guilherme; GIANELLI, Rafael. **Vibração e ruído em manutenção preditiva**. Bauru: Universidade Estadual Julio de Mesquita Filho, 2010.

FERNANDES, João Candido. **Segurança nas vibrações sobre o corpo humano**. Prof. Dr. João Candido Fernandes, 2000.

FERREIRA, Livia Lima. **Implementação da central de ativos para melhor desempenho do setor de manutenção: um estudo de caso Votorantim metais**. Monografia de graduação. Universidade Federal de Juiz de Fora, Minas Gerais, 2009.

FILHO, Gil Branco. **Dicionário de Termos de Manutenção, Confiabilidade e Qualidade**. Rio de Janeiro: Ciência Moderna, 2006. 75 – 77p.

FUKIMOTO, Rodrigo Yoshiaki. **Diagnóstico automático de defeitos em rolamento baseado em Lógica Fuzzy**. Dissertação de Mestrado. Universidade de São Paulo Escola Politécnica, São Paulo, 2005.

GARCIA, F.E.M.; VARGAS, J.A.B.; ECHEVERRI, A.R. **Diseno de um sistema de análisis temporal y espectral para detectar fallas por vibración em motores eléctricos**. Disponível em: <http://www.scielo.org.co/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0121-11292015000100004&lang=pt>. Acesso em 02 ago 2015.

ITAIPU. **Sistema de Água Pura**. Descrição de funcionamento, sistema SOM, 2009.

MATHIAS, Mauro Hugo. **Ferramentas de diagnóstico de máquinas**. Programa de pós-graduação. Universidade Estadual Paulista Júlio de Mesquita Filho, Guaratinguetá, São Paulo, 2012.

MCFADDEN, P.D.; SMITH, J.D. **Model for The Vibration Produced BY Single Point Defect in a Rolling Element Bearing**, Journal of Sound and Vibration, Vo. 96, pp. 70, 1984.

MENEZES, Pisco Araújo. **Análise de vibrações aplicada à detecção de falhas em rolamento de cubo de roda**. Disponível em: <http://fga.unb.br/articles/0001/0318/TCC_1_-_Prisco.pdf>. Acesso em 07 ago 2015.

SOEIRO, Newton Sure. **Curso de fundamentos de vibrações e balanceamento de rotores**. Belem: UFPA-ITEC-FEM, 2007.

SOEIRO, Newton Sure. **Notas de aula de vibrações mecânicas**. Belem: UFPA-ITEC-FEM, 2007.

NERY, Roberta Tamara da Costa. **Desenvolvimento de uma ferramenta virtual para análise de vibração em maquina rotativa: aplicação em uma bancada didática**. Belém, UFPA, 2008.

PACHOLOK, Mariano. **Uso da termografia para a avaliação do desalinhamento de eixos de maquinas rotativas: Uma ferramenta auxiliar à análise de vibrações**. 2004. 83f. Dissertação (Mestre em Eng. Mecânica) – Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Paraná.

PRUFTECHNIK, 2002. **Na Engineering's Guide: Making Maintenance Matter**. Pruftechnik LTD. Disponível em: <http://www.Pruftechnik.com/fileadmim/user_upload/COM/Machinery_Service/PDFs/AnEngineersGuide_byPRUFTECHNIK.pdf>. Acesso em 01 set 2015.

SILVA, Derick Henrique de Jesus. **Processamento de sinais para monitoramento de vibrações em unidades geradoras hidrelétricas**. Programa de pós-graduação. Universidade Federal de Minas Gerais, Minas Gerais, 2013.

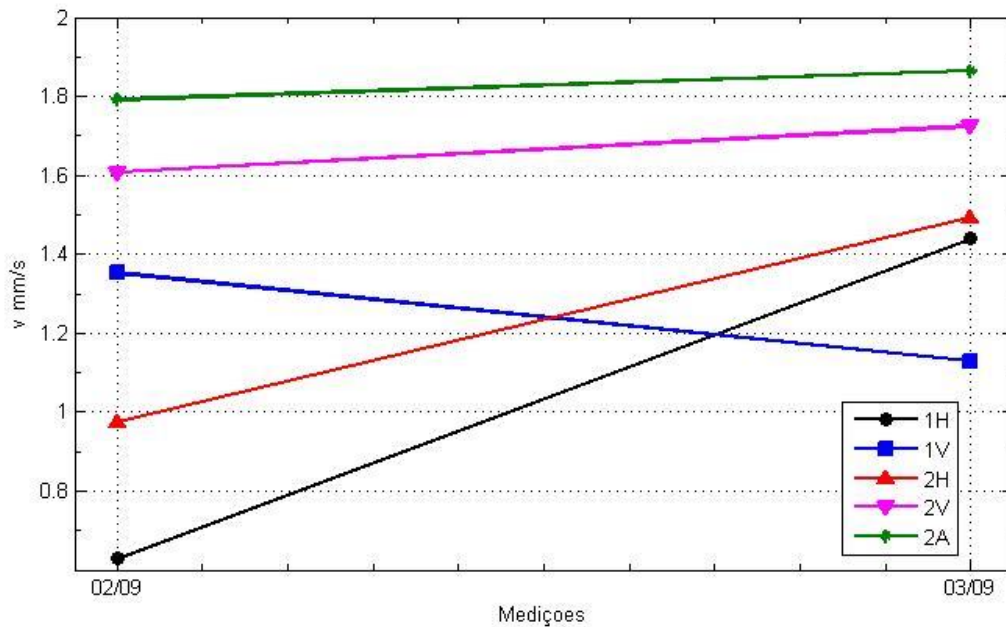
SHEFFER, C.; GHIRDAR, P. **Practical machinery vibration analysis and predictive maintenance**. 1. ed, United States of America: Newnes, 2004.

NBR 10082 – “Vibração mecânica de máquinas com velocidades de operação de (600 a 12000) RPM – Bases para especificação e padrões de avaliação”. ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas, publicada em novembro de 1987.

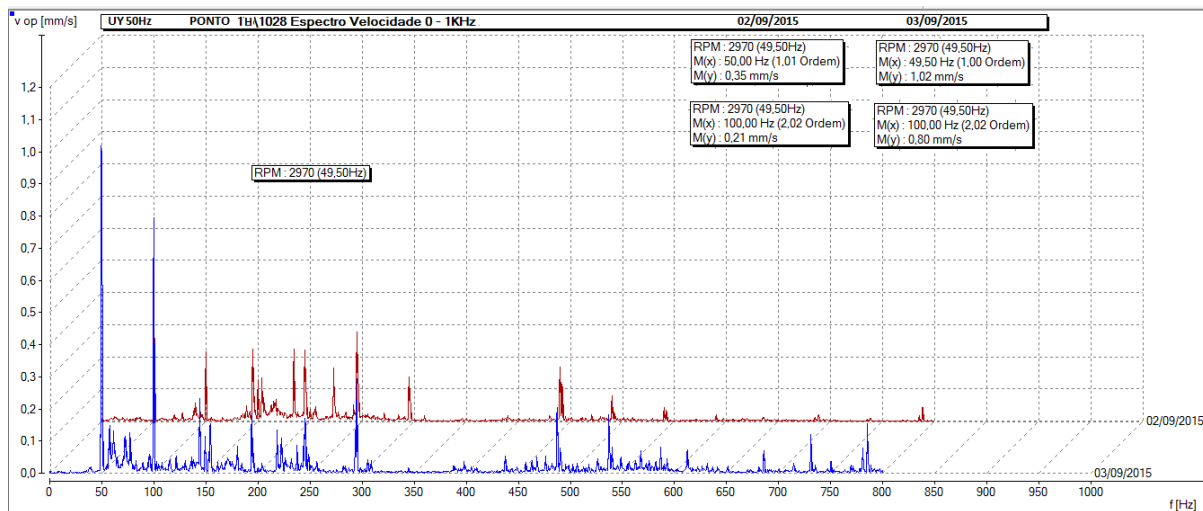
TREVISAN, Renato. **Utilização de medições ultrassônicas de vibração e da emissão acústica para implantação de lubrificação base-condição visando a prevenção de falhas em mancais de rolamento.** Disponível em: <<https://www.lume.ufrgs.br/bitstream/handle/10183/35619/000792407.pdf?sequence=1>>. Acesso em 06 ago 2015.

ANEXO A – PONTO DE MEDIÇÕES UNIDADE “UY 50HZ”:

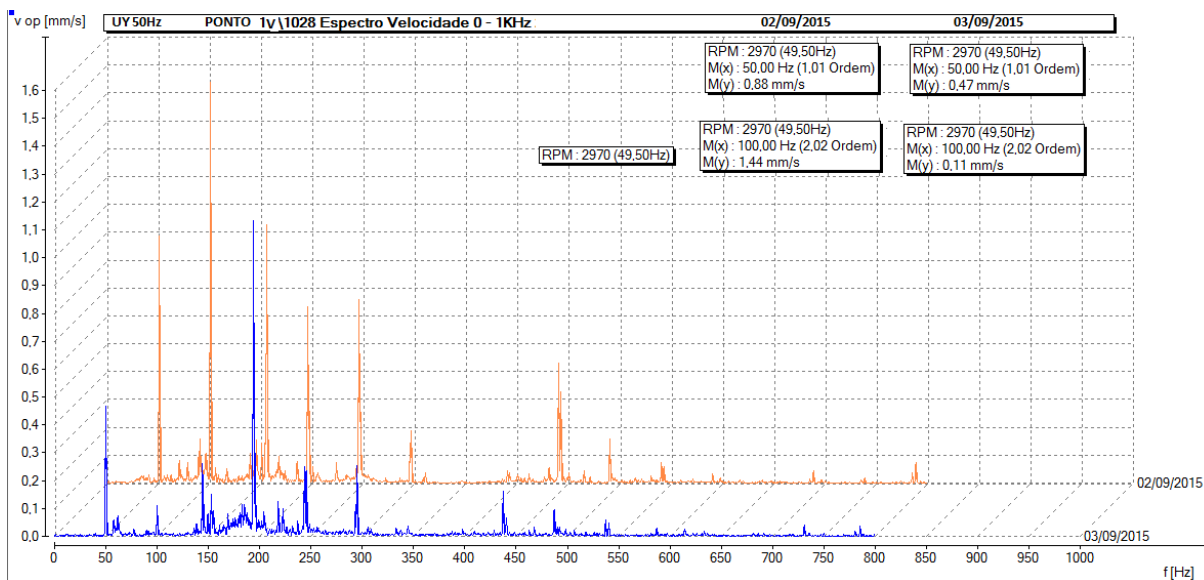
Sinal de Nível Global



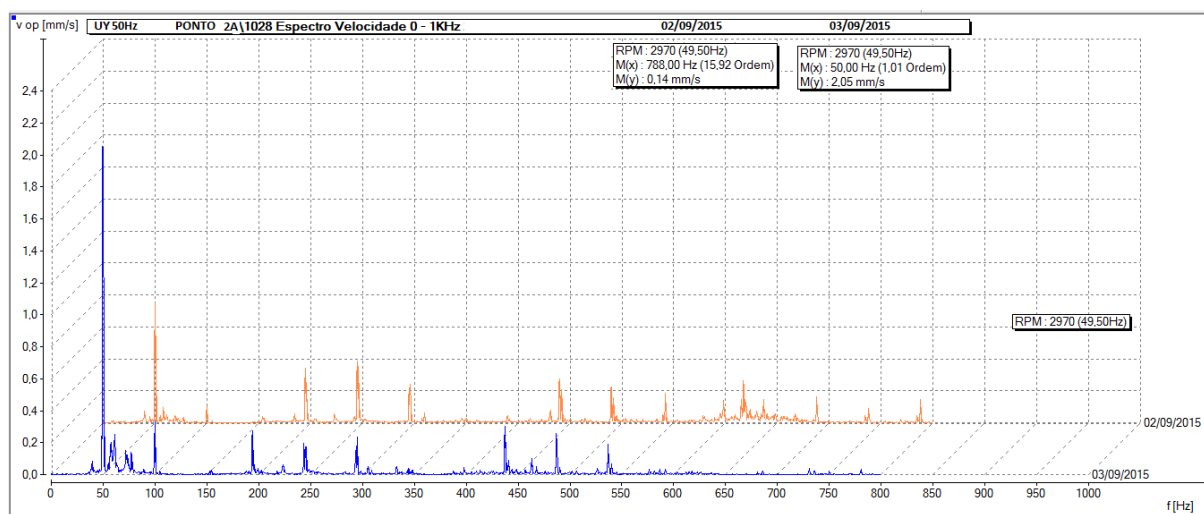
Ponto 1H



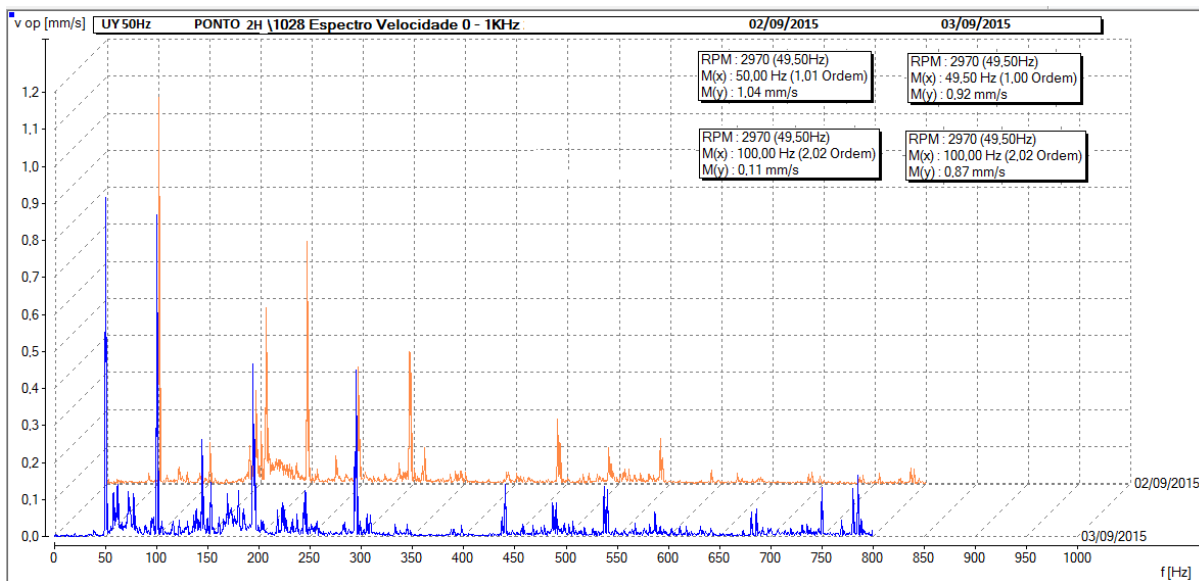
Ponto 1V



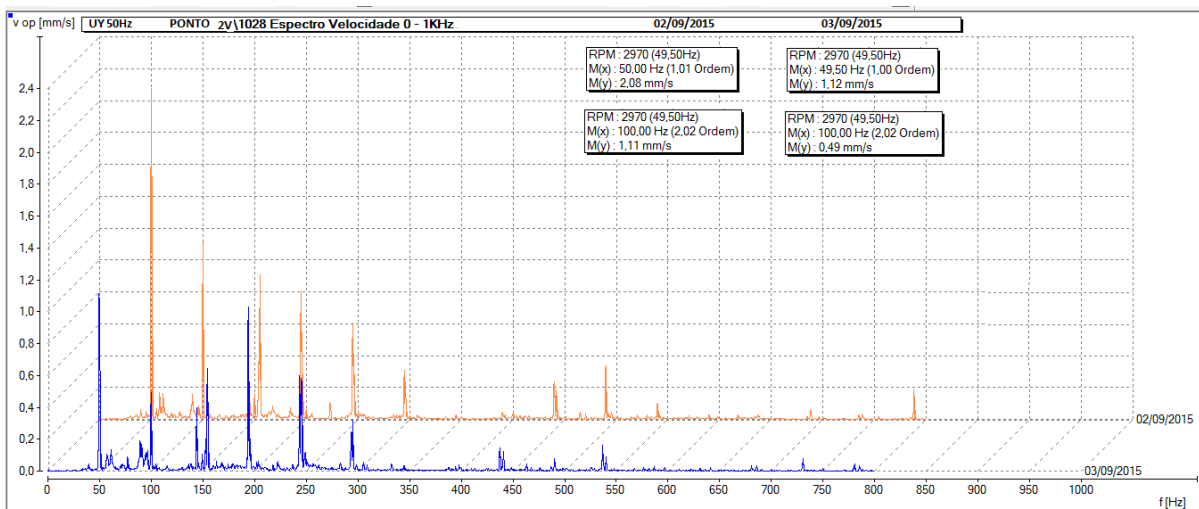
Ponto 2A



Ponto 2H

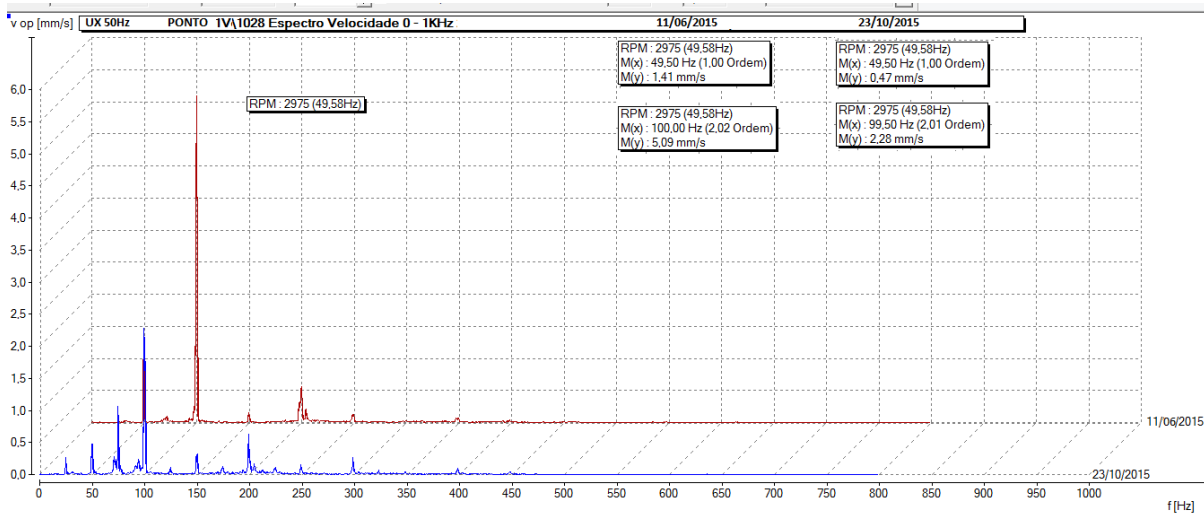


Ponto 2V

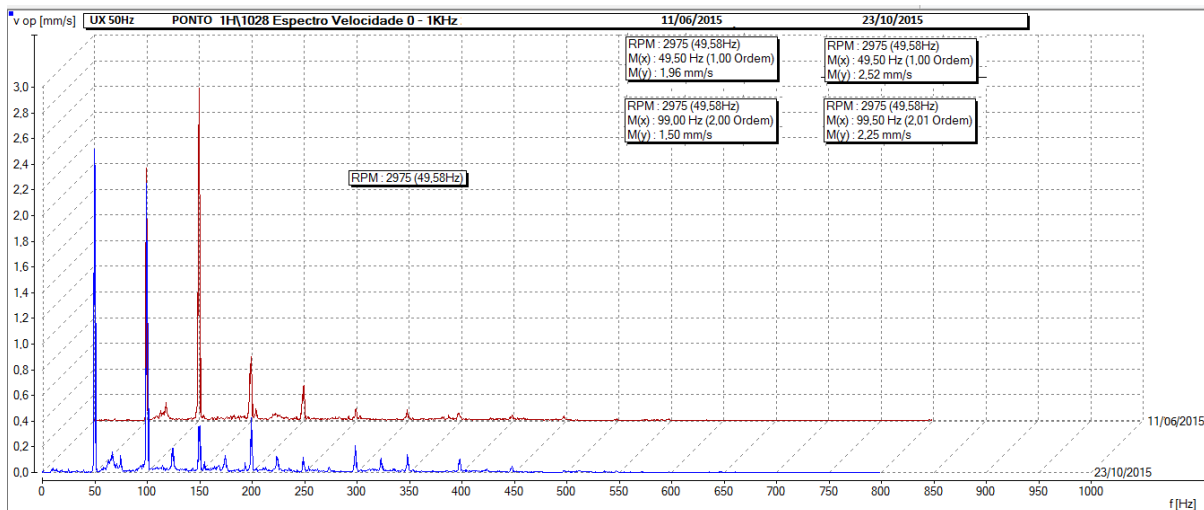


ANEXO B – PONTOS DE MEDIÇÕES DA UNIDADE “UX 50 HZ”:

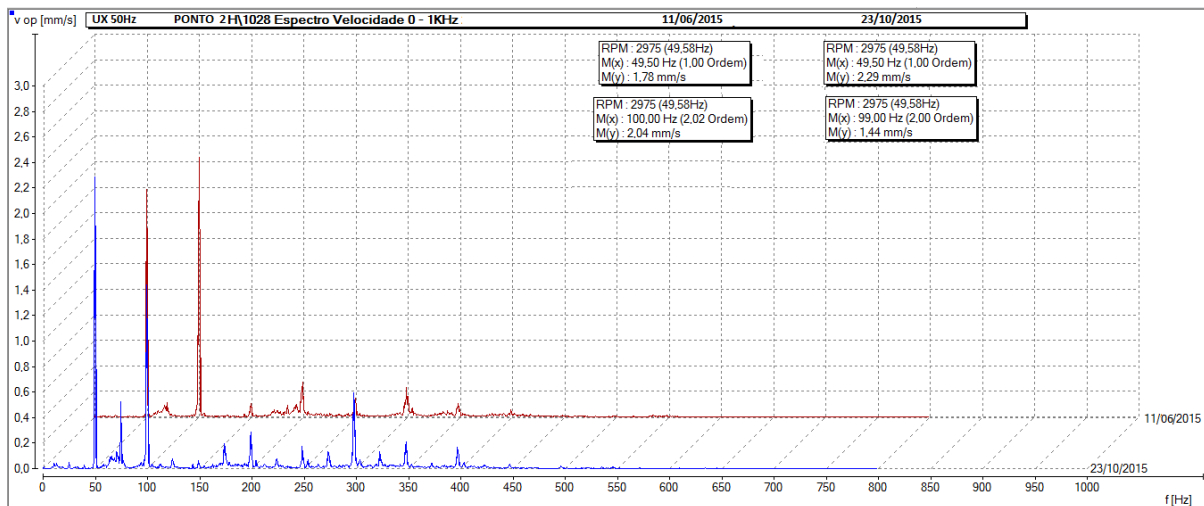
Ponto 1V



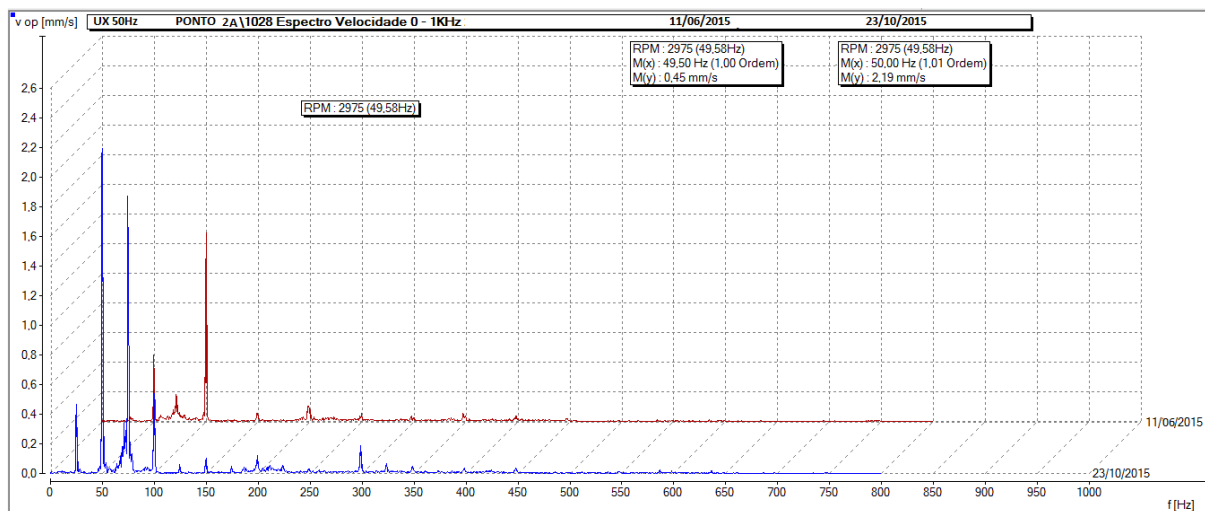
Ponto 1H



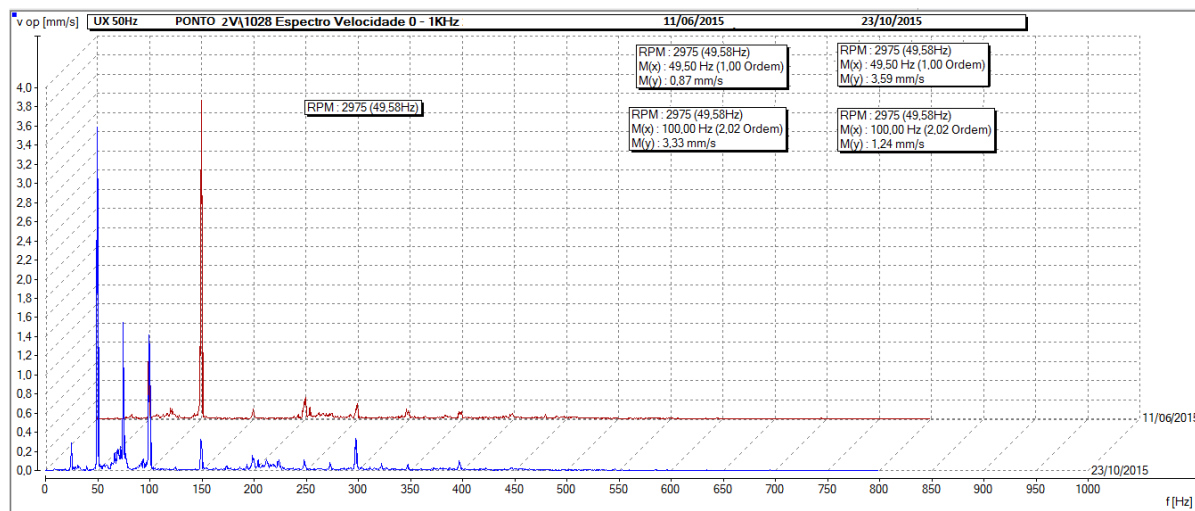
Ponto 2H



Ponto 2A

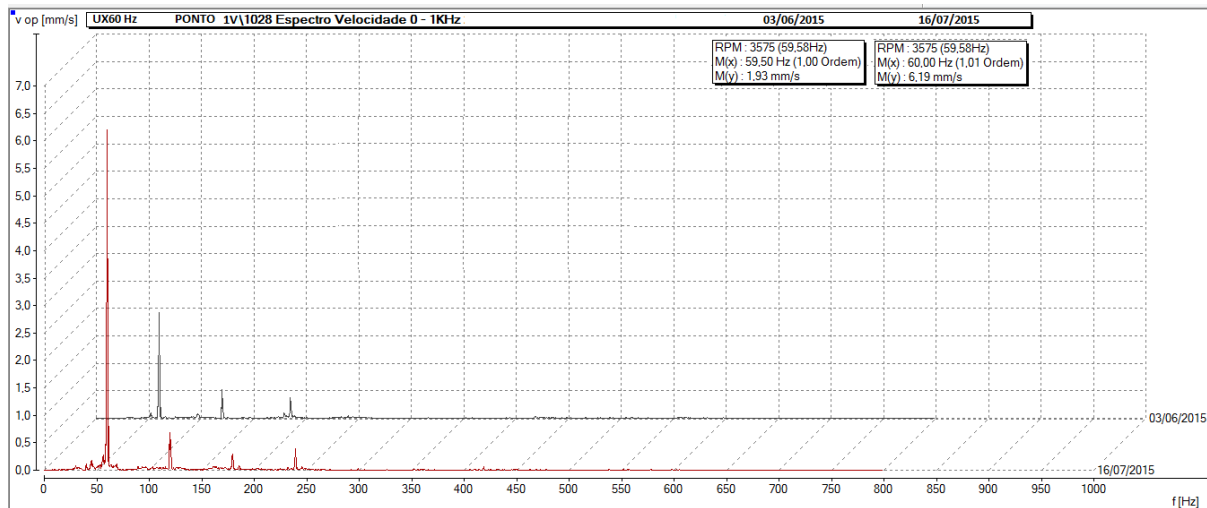


Ponto 2V

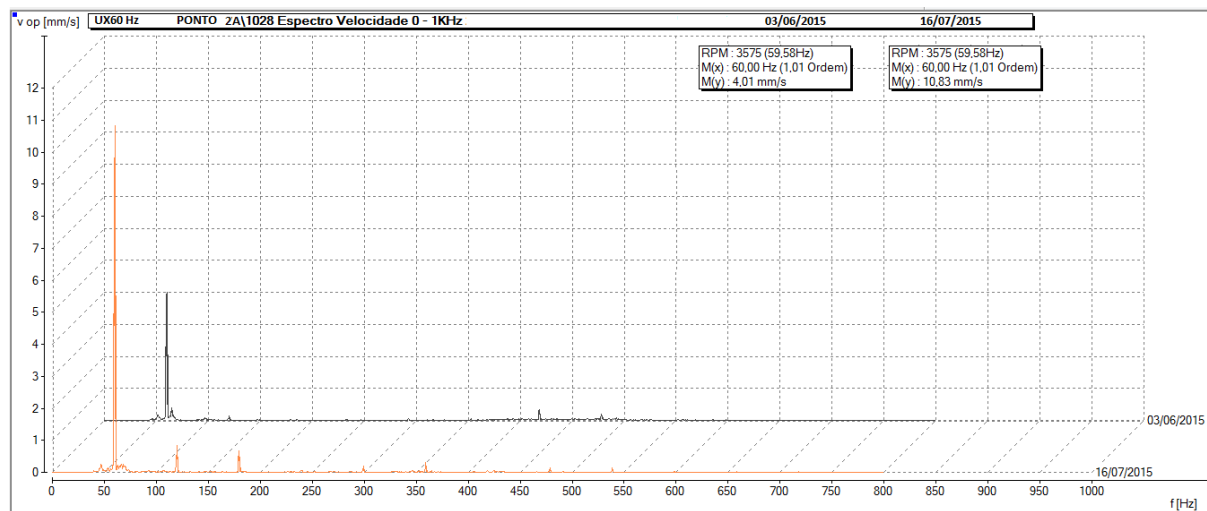


ANEXO C – PONTOS DE MEDIÇÕES DA UNIDADE “UX 60 HZ”

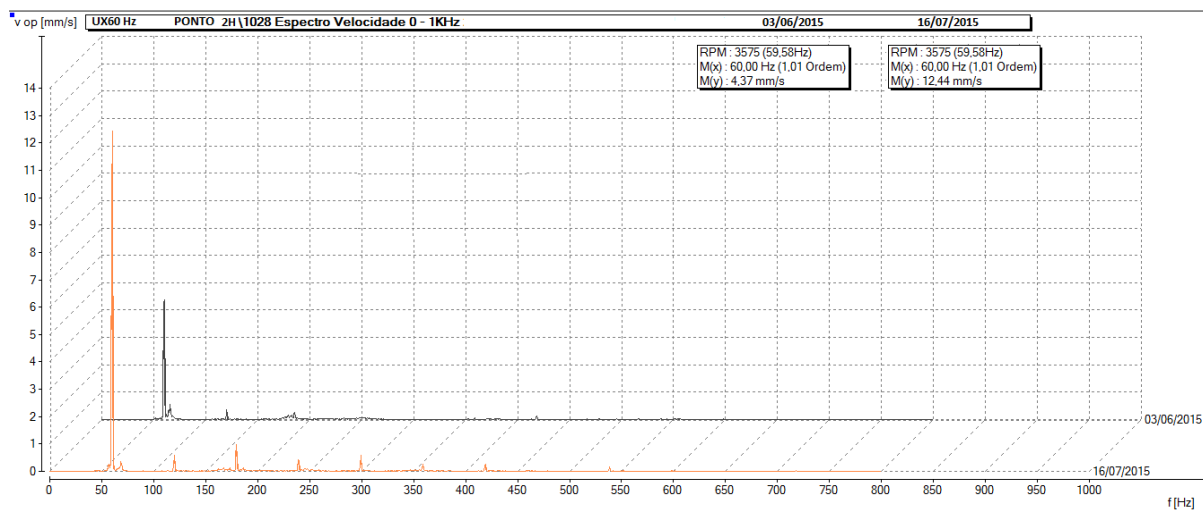
Ponto 1V



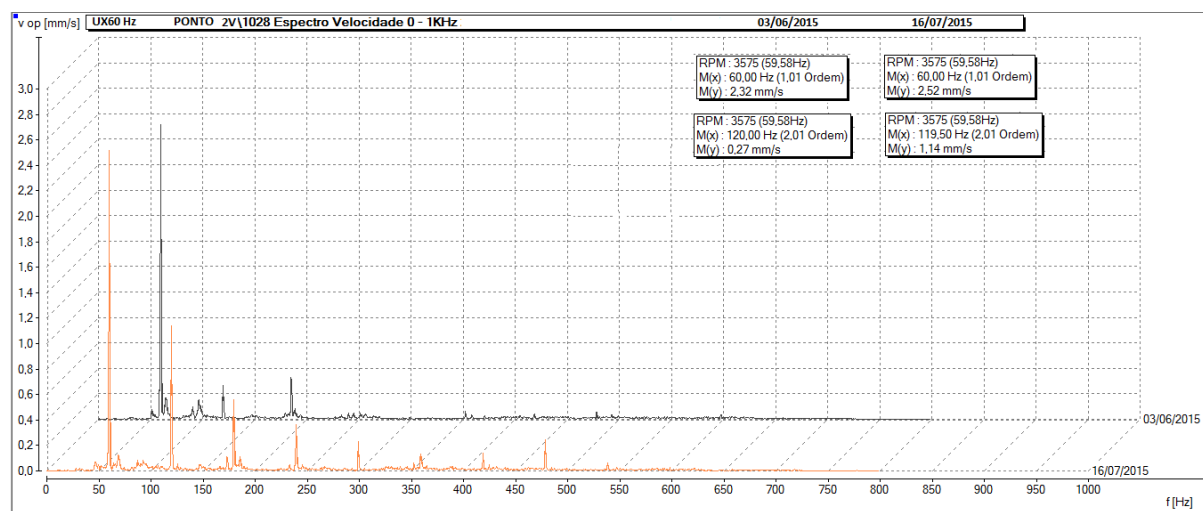
Ponto 2A



Ponto 2H

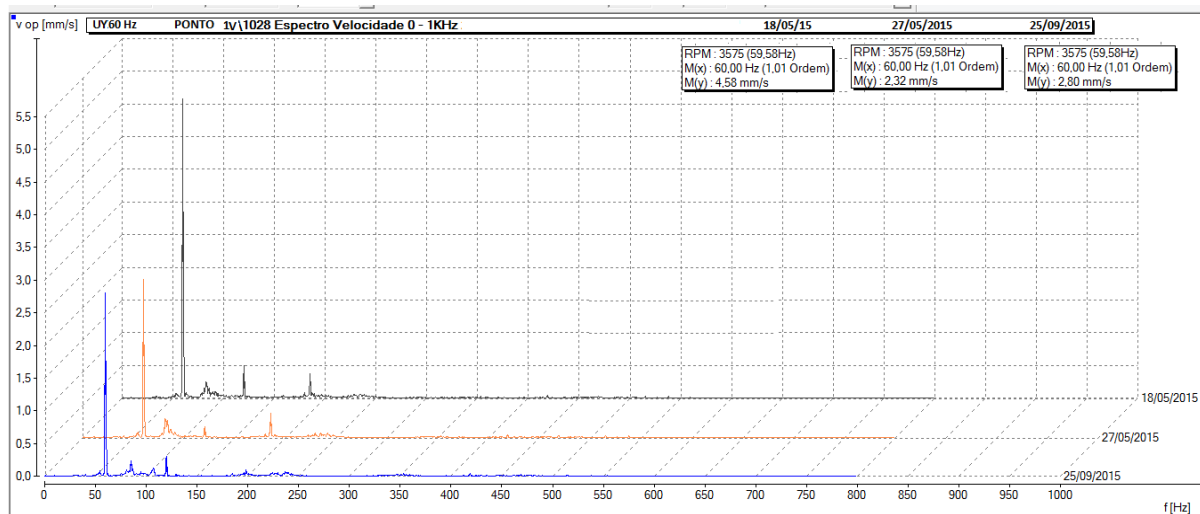


Ponto 2V

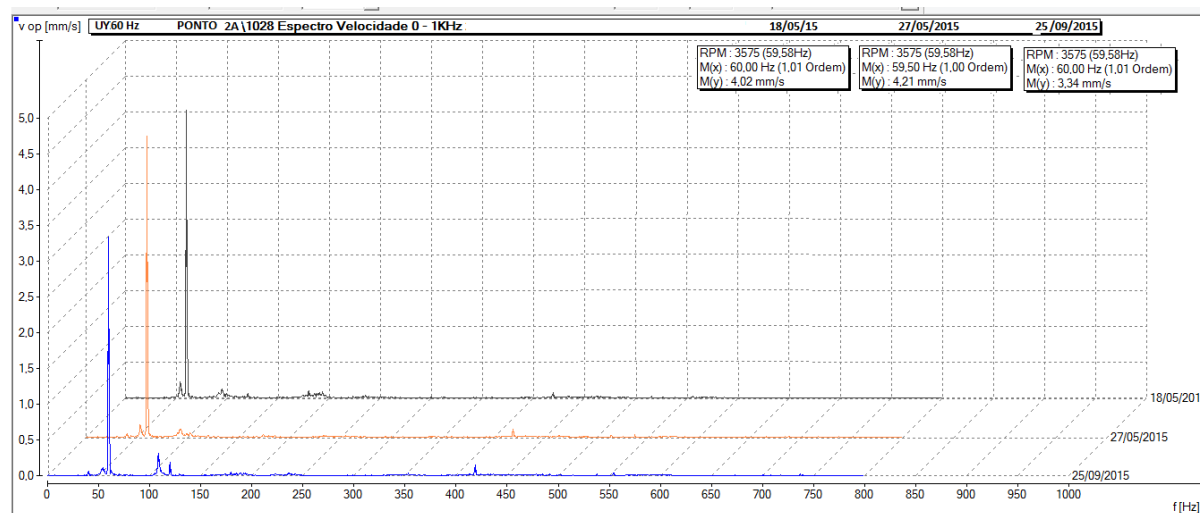


ANEXO D – PONTO DE MEDIÇÕES UNIDADE “UY 60 HZ”

Ponto 1V



Ponto 2A



Ponto 2H

