

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
COORDENAÇÃO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

LUÍS CARLOS BIESEK JÚNIOR

DETECÇÃO DE DESALINHAMENTO POR ANÁLISE DE VIBRAÇÃO

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

PATO BRANCO

2017

LUÍS CARLOS BIESEK JÚNIOR

DETECÇÃO DE DESALINHAMENTO POR ANÁLISE DE VIBRAÇÃO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial para a conclusão do Curso de Engenharia Mecânica, da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Câmpus Pato Branco.

Orientador: Prof. Dr. Paulo Rogério Novak.

PATO BRANCO

2017

FOLHA DE APROVAÇÃO

Detecção de Desalinhamento por Análise de Vibração

Luís Carlos Biesek Júnior

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação apresentado no dia 16/11/2017 como requisito parcial para a obtenção do Título de Engenheiro Mecânico, do curso de Engenharia Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica (DAMEC) da Universidade Tecnológica Federal do Paraná - Câmpus Pato Branco (UTFPR-PB). O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora julgou o trabalho **APROVADO**.

Prof. Dr. Diego Rizzotto Rossetto
(UTFPR – Departamento Acadêmico de Mecânica)

Prof. Dr. Giovanni Bratti
(UTFPR – Departamento Acadêmico de Mecânica)

Prof. Dr. Paulo Rogerio Novak
(UTFPR – Departamento Acadêmico de Mecânica)
Orientador

Prof. Dr. Bruno Bellini Medeiros
Responsável pelo TCC do Curso de Eng. Mecânica

A Folha de Aprovação assinada encontra-se na Coordenação do Curso de Engenharia Mecânica

DEDICATÓRIA

À minha Avó Marilene (*in memoriam*),
fonte das preces que iluminaram todo
o caminho da graduação.

AGRADECIMENTOS

A Deus, por me dar saúde, discernimento e fortaleza para superar os obstáculos que surgiram ao longo deste percurso.

Aos meus pais Doreni e Luiz Carlos, pelo exemplo diário de persistência. Agradeço a vocês pelo apoio incondicional ao caminho que decidir trilhar, e por sacrificarem grande parte de suas vidas para me darem o luxo de estudar.

À minha namorada, Luana, pelo carinho, pela paciência, confiança e aconselhamento que foram fundamentais para obtenção do título de engenheiro.

Aos meus colegas de graduação, e agora colegas de profissão, pela oportunidade de compartilhar as dificuldades e conquistas da graduação.

Aos meus amigos Teixeira, Cadore, Polachini, Bordignon, Goiás e Leomar pela amizade, aconselhamento, incentivo e colaboração durante toda a academia.

À Equipe Pato a Jato por oportunizar a chance de desenvolver os conhecimentos adquiridos durante a graduação. Agradeço também pela oportunidade de vivenciar tantas conquistas pessoais e coletivas.

Às empresas GP Combustíveis e BRF, as quais me propiciaram o desenvolvimento profissional e grandes aprendizados.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Paulo Novak pela confiança, disposição, dedicação e paciência na orientação desse trabalho.

Aos bons professores e engenheiros da graduação, pelos inúmeros ensinamentos e principalmente pelo exemplo ético e profissional. Em especial gostaria de agradecer ao Prof. Dr. Paulo Novak e Prof. Dr. Luiz Carlos Martinelli Junior pelo comprometimento com o ofício, dedicação e excelência em todas as atividades que conduzem.

RESUMO

BIESEK JUNIOR, L. C.. Detecção de Desalinhamento por Análise de Vibração. 2017. 84p. Trabalho de Conclusão de Curso De Graduação em Engenharia Mecânica – Departamento Acadêmico de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal Do Paraná – Pato Branco, 2017.

Máquinas rotativas estão presentes em grande parte dos processos industriais fabris. Neste ambiente, a manutenção preditiva surge como importante alternativa para a detecção de anomalias, promovendo a intervenção apenas quando verificada alguma divergência. Este trabalho apresenta um estudo realizado da aplicação de análise de vibração para a detecção de falhas por desalinhamento de eixos em máquinas rotativas. Desalinhamentos paralelos, angulares e combinados foram impostos entre dois eixos de uma bancada didática de modo controlado com auxílio de um sistema de medição de desalinhamento a *laser*. Para cada uma das condições, o sinal de vibração foi coletado nas direções vertical, horizontal e axial, e processado com auxílio de um software de análise matemática. Por fim, de posse do sinal dinâmico tornou-se possível avaliar quais os indicadores de falha que ofereceram maior sensibilidade à anomalia de desalinhamento, seja no domínio tempo ou no domínio da frequência.

Palavras-Chave: Manutenção Preditiva; Máquinas Rotativas; Análise de Vibração; Desalinhamento.

ABSTRACT

BIESEK JUNIOR, L. C.. Misalignment Detection by Vibration Analysis. 2017. 84 f. Term Paper (Degree in Mechanical Engineering) – Mechanical Engineering Course, Federal Technological University of Paraná. Pato Branco, 2017.

Rotary machines are present in most industrial manufacturing processes. In this environment, predictive maintenance emerges as an important alternative for the detection of anomalies, promoting the intervention only when there is some divergence. This work presents a study of the application of vibration analysis for the detection of shaft misalignment failures in rotary machines. Parallel, angular and combined misalignments were imposed between two shafts of a didactic workbench in a controlled manner with the aid of a laser misalignment measurement system. For each of the conditions, the vibration signal was collected in the vertical, horizontal and axial directions, and processed using a mathematical analysis software. Finally, with the possession of the dynamic signal, it was possible to evaluate which fault indicators offered the greatest sensitivity to the anomaly of misalignment, either in the time domain or in the frequency domain.

Keywords: Predictive Maintenance; Rotary Machines; Vibration Analysis; Misalignment.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Condição de alinhamento.....	17
Figura 2 - Desalinhamento paralelo.....	17
Figura 3 - Desalinhamento angular	18
Figura 4 - Desalinhamento combinado.....	18
Figura 5 - Análise termográfica de sistema bomba-motor desalinhados	19
Figura 6 - Desalinhamento angular: técnica de medição.....	20
Figura 7 - Desalinhamento angular: técnica de medição II.....	21
Figura 8 - Desalinhamento paralelo: técnica de medição	21
Figura 9 - Convenção de sinal: medição de desalinhamento	21
Figura 10 - Tolerâncias ao desalinhamento.....	23
Figura 11 - Valores globais de medida de vibração para um sinal complexo ..	26
Figura 12 - Sinal vibratório no domínio do tempo	27
Figura 13 - Sinal vibratório no domínio da frequência	29
Figura 14 - Espectro típico de máquinas cujos eixos estão desalinhados.....	33
Figura 15 – Ilustração do espectro de acoplamento <i>Jaw-coupling</i> com desalinhamento	34
Figura 16 – Vista isométrica do Aparato Experimental.....	38
Figura 17 - Vista lateral direita do Aparato Experimental	39
Figura 18 - Vista superior do Aparato Experimental	40
Figura 19 - Desmontagem do aparato experimental	45
Figura 20 - Desmontagem do semieixo.....	46
Figura 21 - Aquecimento dos rolamentos.....	47
Figura 22 - Posicionamento das caixas de rolamento	48
Figura 23 - Verificação da excentricidade do eixo	49
Figura 24 - Posicionamento dos acelerômetros	51
Figura 25 - Inspeção preditiva por imagem termográfica	53
Figura 26 - Inspeção termográfica do equipamento - DP3 após 10 minutos...	54
Figura 27 - Inspeção termográfica do equipamento - DP3.....	55

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Informações técnicas do motor	41
Quadro 2 - Informações técnicas do acoplamento	41
Quadro 3 - Informações técnicas da caixa de mancal.....	41
Quadro 4 - Informações técnicas dos transdutores de vibração.....	43
Quadro 5 - Condições experimentais	50
Quadro 6 – Parâmetros de coleta - domínio do tempo.....	51
Quadro 7 – Parâmetros de coleta - domínio da frequência	52

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 - Comportamento da falha	16
Gráfico 2 - Tolerância ao desalinhamento.....	22
Gráfico 3 - Comportamento da curtose com a evolução do desgaste em mancais de rolamento	28
Gráfico 4 - Exemplo de um espectro de rolamento	30
Gráfico 5 – Aceleração (RMS) - Mancal A - Condição Inicial (55 Hz)	56
Gráfico 6 - Aceleração (RMS) - Mancal B - Condição Inicial (55 Hz)	57
Gráfico 7 - Aceleração (RMS) - Mancal A – Desalinhamento Paralelo (55 Hz)	58
Gráfico 8 - Aceleração (RMS) - Mancal B – Desalinhamento Paralelo (55 Hz)	58
Gráfico 9 - Aceleração (RMS) - Mancal A – Desalinhamento Angular (55 Hz)	59
Gráfico 10 - Aceleração (RMS) - Mancal B – Desalinhamento Angular (55Hz)	60
Gráfico 11 - Aceleração (RMS) - Mancal A – Desalinhamento Combinado (55Hz)	61
Gráfico 12 - Aceleração (RMS) - Mancal B – Desalinhamento Combinado (55Hz)	61
Gráfico 13 - Mancal A – DC1 – Sinal no Domínio do Tempo (55Hz).....	62
Gráfico 14 - Multiespectro - Mancal A - Horizontal - 55Hz	63
Gráfico 15 - Multiespectro - Mancal B - Horizontal - 55Hz	64
Gráfico 16 - Multiespectro - Mancal A - Axial - 55Hz.....	64
Gráfico 17 - Multiespectro - Mancal A - Horizontal - 55Hz	66
Gráfico 18 - Multiespectro - Mancal B - Horizontal - 55Hz	66
Gráfico 19 - Multiespectro - Mancal A - Axial - 55Hz.....	67
Gráfico 20 - Multiespectro - Mancal A - Axial - 65Hz.....	67
Gráfico 21 - Multiespectro - Mancal B - Horizontal - 55Hz	68

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	11
1.1	JUSTIFICATIVA.....	12
1.2	OBJETIVOS	13
1.2.1	Objetivo geral.....	13
1.2.2	Objetivos específicos	13
2	REFERENCIAL TEÓRICO	15
2.1	MANUTENÇÃO PREDITIVA	15
2.2	DESALINHAMENTO	17
2.2.1	Causas de desalinhamento.....	18
2.2.2	Consequências do desalinhamento.....	19
2.2.3	Mensurar desalinhamento.....	20
2.2.4	Tolerâncias ao desalinhamento	22
2.3	ANÁLISE DE VIBRAÇÕES.....	24
2.3.1	Análise no domínio do tempo.....	25
2.3.2	Análise no domínio da frequência.....	28
2.4	Detecção DE DESALINHAMENTO POR ANÁLISE DE VIBRAÇÃO ...	32
3	METODOLOGIA.....	37
3.1	APARATO EXPERIMENTAL.....	37
3.2	MATERIAIS E MÉTODOS.....	41
3.3	PROCESSAMENTO DOS DADOS	43
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	45
4.1	MANUTENÇÃO E MONTAGEM DO APARATO EXPERIMENTAL.....	45
4.2	ROTEIRO EXPERIMENTAL.....	49
4.3	COLETA DO SINAL DINÂMICO.....	50
4.4	CONDIÇÃO INICIAL – VERIFICAÇÃO POR TERMOGRAFIA.....	52
4.5	CARACTERIZAÇÃO DO DESALINHAMENTO – VERIFICAÇÃO POR TERMOGRAFIA.....	53
4.6	FORMAÇÃO DE INDICADORES	55
4.7	RESULTADOS NO DOMÍNIO DO TEMPO	56
4.7.1	Condição Inicial de Alinhamento	56
4.7.2	Desalinhamento Paralelo	57
4.7.3	Desalinhamento Angular	59
4.7.4	Desalinhamento Combinado	60
4.8	RESULTADOS NO DOMÍNIO DA FREQUÊNCIA	62
4.8.1	Condição Inicial – Alinhado	62
4.8.2	Desalinhamento Paralelo	65

4.8.3	Desalinhamento Angular	66
5	ANÁLISE DOS RESULTADOS.....	69
6	CONCLUSÃO.....	71
6.1	CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	71
6.2	PROPOSIÇÃO PARA NOVOS TRABALHOS	72
	REFERÊNCIAS.....	73
	APÊNDICE A – RESULTADOS.....	77

1 INTRODUÇÃO

Aplicadas a grande parte dos processos industriais, as máquinas rotativas tornaram-se um recurso técnico indispensável para as atividades fabris modernas. Seja como componente principal ou como parte formadora de equipamentos, as máquinas rotativas são uma parcela considerável dos dispositivos responsáveis pela conversão de energia, sendo empregadas como: bombas, compressores, geradores, turbinas, ventiladores dentre outros. De acordo com aplicações, existem níveis pré-definidos de condição de operação de máquinas, dentre eles a tolerância ao desalinhamento entre eixos, a fim de minimizar o desgaste e o acontecimento de falhas prematuras nas máquinas.

No mesmo cenário, o aumento da competitividade tem exigido processos produtivos cada vez mais eficientes e enxutos, impondo aos serviços de manutenção um novo desafio: possibilitar indicadores mínimos de indisponibilidade, permitindo a utilização plena dos equipamentos em todas as horas produtivas previstas. A manutenção deixa de ser um setor a parte, responsável por apenas reparar os equipamentos danificados, e passa a ser inserida de fato no processo industrial como uma ferramenta produtiva (NEPOMUCENO, 1989).

Vista a preocupação em possibilitar uma melhoria contínua do aproveitamento do tempo produtivo, com intuito de reduzir paradas não programadas em virtude da falha equipamentos durante o tempo de produção, a manutenção preditiva passou a ser adotada como ferramenta para a política de manutenção centrada na confiabilidade (SOUZA, 2008).

Tamanha empregabilidade das máquinas rotativas nesse meio, torna fundamental o conhecimento do comportamento dinâmico aos profissionais de engenharia. Dada a necessidade de inspeção e obtenção de diagnósticos condicionais ágeis e precisos no campo industrial, a aplicação de conceitos e validação de modelos teóricos em bancadas experimentais se apresenta como uma ferramenta acessível importante para a formação acadêmica.

1.1 JUSTIFICATIVA

A manutenção preditiva, ou condicional, tem sua métrica definida com intuito de promover a intervenção apenas quando detectada algum indício de falha. Quando mensurado um parâmetro divergente, tem-se uma anomalia que justifica a intervenção de manutenção para bloqueio da ocorrência da falha.

Dentro da manutenção preditiva, a análise de vibração se apresenta como uma ferramenta conveniente para monitoramento de máquinas rotativas sem a necessidade de desmontagem ou parada de produção. Tratando-se de equipamentos que podem variar de simples a complexas construções articuladas, excitações oriundas de defeitos em mancais, desalinhamentos e desbalanceamento promovem oscilações que se transmite por articulações e demais elementos acoplados (MARÇAL; SUSIN, 2005).

Com o objetivo de definir a natureza da falha em potencial para que seja executada uma intervenção precisa, a premissa de que *todo componente ou deficiência mecânica produz uma vibração de frequência específica* (YA'CUBSOHN, 1983) motiva a simulação de anomalias em condições controladas, coleta das frequências, análise e interpretação de sinais para determinação de parâmetros apreciáveis para a condição de desalinhamento angular e paralelo entre dois eixos. A partir das condições, pode-se verificar se os níveis de vibração mensurados para a frequência relativa a anomalia apresenta situação suficiente, regular, permissível ou não permissível a operação.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo geral

Pesquisar e aplicar técnicas de diagnóstico e monitoramento de desalinhamento de eixos, utilizados na manutenção preditiva, em bancada experimental, a partir da análise de vibrações: análise no domínio do tempo e da frequência.

1.2.2 Objetivos específicos

- Revisão conceitual de manutenção preditiva e sua aplicabilidade no meio industrial;
- Revisão conceitual do desalinhamento e especificação de faixas toleráveis;
- Revisão conceitual da manutenção preditiva por análise de vibração;
- Revisão conceitual das análises de vibração por nível global e análise espectral;
- Verificar a sensibilidade das técnicas de medição;
- Comparar e analisar os resultados obtidos, para o defeito de desalinhamento.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 MANUTENÇÃO PREDITIVA

De acordo com a NBR 5462 (1994), a manutenção é definida como a combinação de ações técnicas que objetivam conservar, ou então recolocar, um item dentro de sua condição de operação. O termo conservar, pode ser aplicado no intuito de permitir a continuidade de uma linha produtiva e também o atendimento aos intervalos de qualidade exigidos.

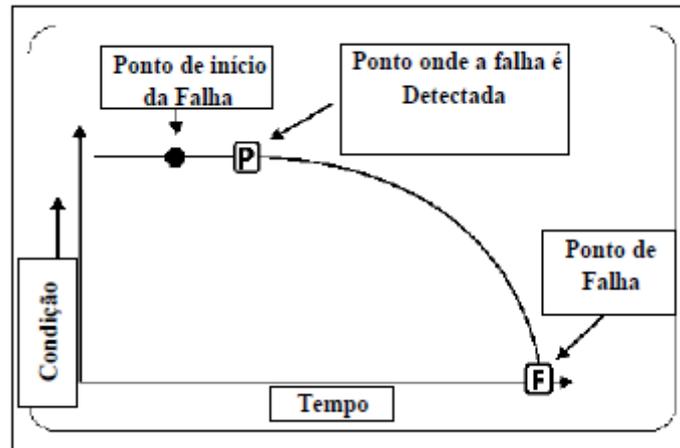
De acordo com Arato Junior (2004) existem fundamentalmente três tipos de manutenção: corretiva, sistemática e a preditiva. A manutenção corretiva se refere ao reparo após o surgimento de uma avaria e a manutenção sistemática a criação de inspeções e intervenções em intervalos fixos de tempo.

“Manutenção preditiva: manutenção que permite garantir uma qualidade de serviço desejada, com base na aplicação sistemática de técnicas de análise, utilizando-se de meios de supervisão centralizados em amostragem, para reduzir ao mínimo a manutenção preventiva e diminuir a manutenção corretiva”. (NBR 5462, 1994, p. 7).

Vale observar que tornar um equipamento indisponível para a realização de intervenções de manutenção corretiva e preventiva, do ponto de vista econômico, geram prejuízos diretos as linhas produtivas. Somado ao cenário fatores de segurança e confiabilidade em um equipamento, Nepomuceno (1989) aponta que a solução ideal é a aplicação de métodos criteriosos de análise que preveem a falha em lugar de simplesmente presumi-la.

A manutenção preditiva é pautada em antecipar a falha de um equipamento, realizando a intervenção adequada, evitando a falha funcional, ou catastrófica, e suas consequências (MOUBRAY, 1997 apud NICHTERWITZ, 2013). Desde que realizado o monitoramento de parâmetros do equipamento, tem-se um indício de início da falha ao longo do tempo, conforme ilustrado no Gráfico 1. Uma vez que esse parâmetro possa ser medido e quantificado, a intervenção é realizada antecipadamente ao ponto de falha.

Gráfico 1 - Comportamento da falha



Fonte: (Moubray, 1999 apud Nichterwitz, 2013).

Segundo Arato Junior (2004), a maior vantagem da manutenção preditiva concentra-se na diminuição de custos de produção em virtude de paradas por motivo de falha em equipamentos. Além do ganho produtivo, ocorre a restrição da introdução de novos defeitos devido ao processo de intervenção (montagem e desmontagem).

Tratando-se do meio industrial, Lima (1985) lista como proveitoso, desde que executado com confiabilidade: o conhecimento das condições reais do equipamento a qualquer hora; apontamento da necessidade de intervenção, quando necessário, a qualquer anomalia no funcionamento e potencial desenvolvimento de falhas antes que a mesma venha a ocorrer.

Além dos benefícios diretos, Arato Junior (2004) apresenta uma série de vantagens ao sistema de gerenciamento da manutenção, tais como:

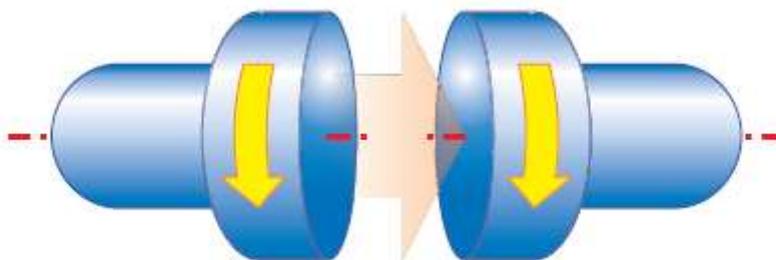
- Aumento do tempo médio entre revisões;
- Eliminação de panes não atendidas;
- Diminuição do estoque de peças de reposição;
- Diminuição do custo de intervenção;
- Eliminação da substituição de componentes em condições operacionais;

2.2 DESALINHAMENTO

De modo simples, o desalinhamento é definido como a condição em que os eixos de rotação de duas máquinas não estão concêntricos. O não atendimento de tal concentricidade pode gerar desconformidades que podem vir a interferir no pleno funcionamento do sistema, potencialmente gerando prejuízos (LIMA, 2013).

Portanto, a condição de alinhamento é obtida quando duas, ou mais máquinas, são posicionadas de modo que os eixos estejam colineares no ponto de transferência de potência, conforme ilustrado na Figura 1 (PRUFTECHNIK, 2002).

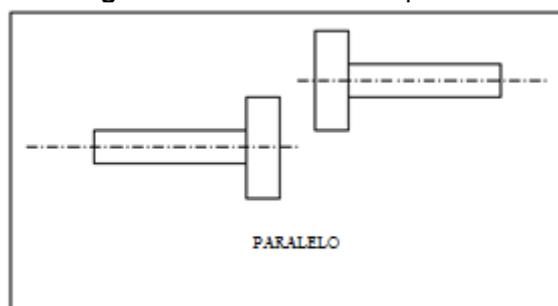
Figura 1 - Condição de alinhamento



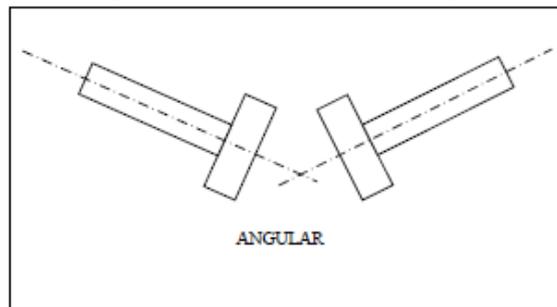
Fonte: (Pruftechnik, 2002).

Existem basicamente dois tipos de desalinhamento, o paralelo e o angular. O desalinhamento paralelo, ilustrado na Figura 2, é caracterizado quando as linhas de centro não coincidem, mesmo sendo paralelas. Já o desalinhamento angular as linhas de centro são concorrentes, formando um ângulo entre si como se exemplifica na Figura 3. Embora a definição fundamental realize uma abordagem separada, em grande parte das aplicações ambos se fazem presente de modo combinado em um mesmo equipamento, conforme apresentado na Figura 4. (Moubray, 1997 apud Arco-Verde, 2008)

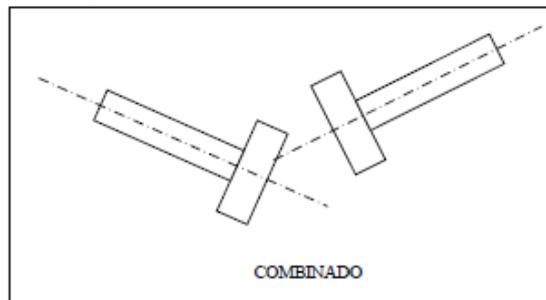
Figura 2 - Desalinhamento paralelo



Fonte: Adaptado de (Silva, 2006)

Figura 3 - Desalinhamento angular

Fonte: (Silva, 2006)

Figura 4 - Desalinhamento combinado

Fonte: (Silva, 2006)

Existem também exceções quanto ao alinhamento. Em determinadas aplicações a presença de desalinhamento torna-se intencional, como em acoplamentos de engrenagens de cardã, onde exige-se um desalinhamento para que seja realizada a lubrificação do mesmo, conforme apontado pela Pruftechnik (2002).

2.2.1 Causas de desalinhamento

A fim de evitar as condições que propiciam o surgimento do desalinhamento, torna-se pertinente a apresentação das possíveis causas do fenômeno (LIMA, 2013; PRUFTECHNIK, 2002; ARCO-VERDE, 2008).

- Montagens inadequadas, ou fora das especificações de projeto
- Execução de alinhamentos imprecisos
- Desgaste de mancais de rolamentos e folgas
- Variação abrupta de carga no maquinário
- Movimentação da fundação
- Dilatação térmica dos componentes mecânicos
- Pré-carga por eixo fletido

- Junção incorreta de acoplamentos
- Falta de perpendicularidade da face do acoplamento
- “Pé-manco”

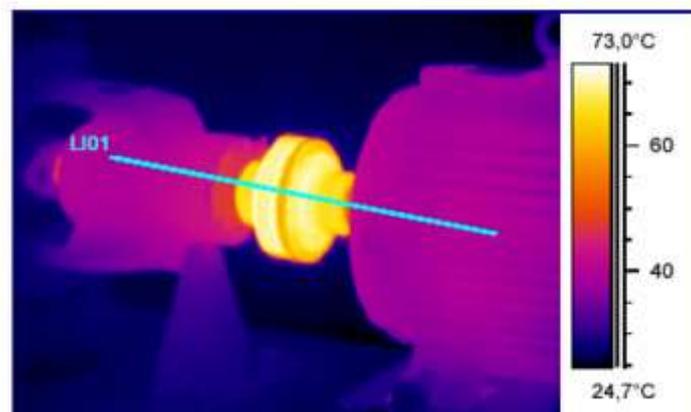
Pruftechnik (2002) memora que, geralmente o alinhamento é realizado com o “equipamento frio”. Porém, o alinhamento se dá na condição de operação, e não na condição de partida do equipamento. Portanto, deve-se observar a conservação do alinhamento na condição de operação do equipamento. Eisenmann e Eisenmann (1997) aponta que em máquinas de grande porte, com mancais de rolamento, no momento da partida deve-se considerar que quando o equipamento atinge a rotação máxima o eixo “sobe” no filme de lubrificante. Portanto, deve-se compensar essa diferença.

2.2.2 Consequências do desalinhamento

A ocorrência do desalinhamento traz consequências diretas ao equipamento, criando condições para a falha prematura do mesmo. O principal efeito é o aumento da vibração global do equipamento, promovendo o desgaste dos mancais e acoplamentos, falhas em rolamentos, afrouxamento dos parafusos de fixação, desbalanceamento de rotores e virabrequins. Tratando-se de aplicações específicas, como bombas centrífugas, promove também falhas no sistema de vedação (retentores e selos). (EISENMANN; EISENMANN, 1997)

Além do mais, de acordo Cabral et al. (2005) o desalinhamento também reduz a eficiência energética do equipamento. Por análise termográfica, pode-se observar na Figura 5 a conversão de energia do sistema em calor.

Figura 5 - Análise termográfica de sistema bomba-motor desalinhados



Fonte: (Cabral et al., 2005)

A aplicação de acoplamentos flexíveis que aumentam as tolerâncias do conjunto ao desalinhamento é uma ação paliativa, como afirma Arco-Verde (2008). Portanto, embora que aplicados acoplamentos para uma tolerância maior, os mesmos são incapazes de sanar os problemas provenientes do desalinhamento.

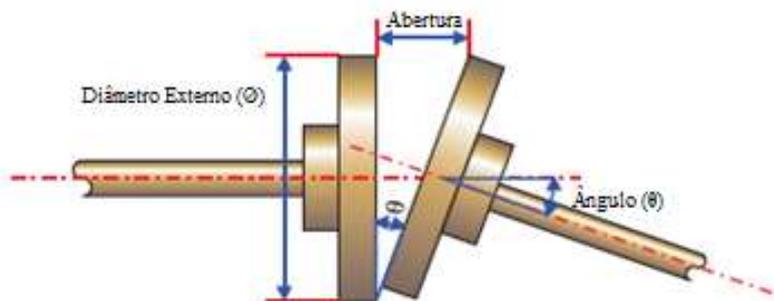
2.2.3 Mensurar desalinhamento

Mesmo que os desalinhamentos ocorram, na maioria das vezes, de modo combinado, a expressão quantitativa destes é descrita de modo individualizado.

De acordo com a Pruftechnik (2002), o desalinhamento angular, pode ser expresso de duas maneiras: pelo ângulo formado entre as linhas de centro no ponto em que são concorrentes, ou então, de modo que relaciona o ângulo em razão da distância formada na extremidade do acoplamento. Por exemplo, conforme ilustrado na Figura 6, o acoplamento com uma abertura de 5.0 mils (0.005 polegadas) e com um diâmetro externo de 6 polegadas pode ser expresso como:

$$d = \frac{5 \text{ [mils]}}{6 \text{ [pol]}} = 0,83 \left[\frac{\text{mils}}{\text{pol}} \right]$$

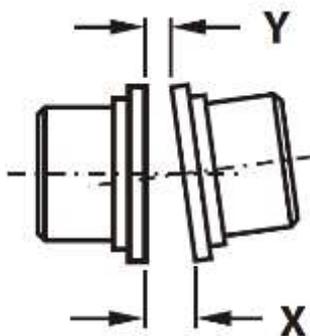
Figura 6 - Desalinhamento angular: técnica de medição



Fonte: Adaptado de (Pruftechnik, 2002)

No Brasil, fornecedores de acoplamentos costumemente apontam as tolerâncias de seus equipamentos através da diferença entre a distância das bordas externas do acoplamento, medidas em pontos cuja distância está a uma diferença de 180°, conforme apresentado na Figura 7.

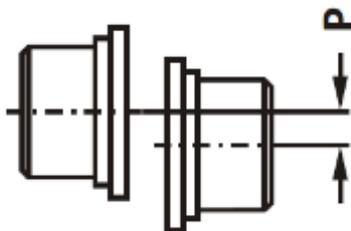
Figura 7 - Desalinhamento angular: técnica de medição II



Fonte: (Metalflex, 2014)

Quanto ao desalinhamento paralelo, tanto a abordagem científica, quanto a comercial realizam a quantificação do desalinhamento através da diferença entre as linhas paralelas, onde o deslocamento é apresentado em milímetros, como exposto na Figura 8.

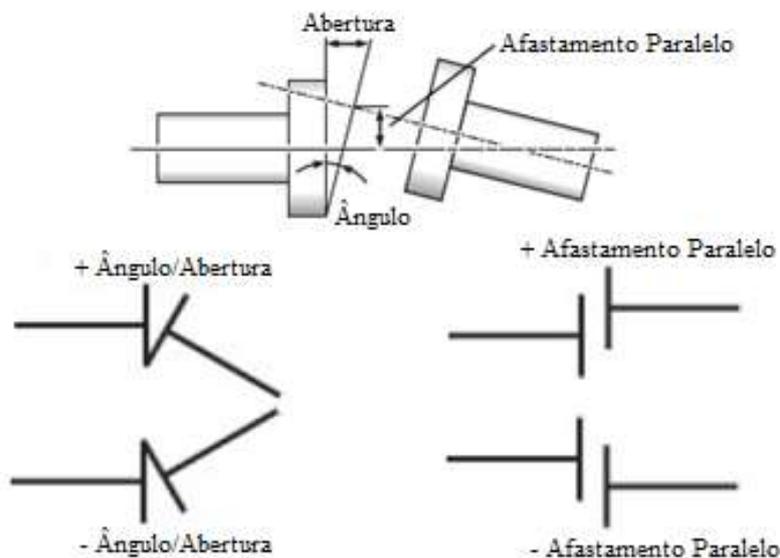
Figura 8 - Desalinhamento paralelo: técnica de medição



Fonte: (Metalflex, 2014)

Pruftechnik (2002) sugere uma convenção de sinais que deve ser adotada para caracterização dos desalinhamentos conforme exposto na Figura 9.

Figura 9 - Convenção de sinal: medição de desalinhamento



Fonte: Adaptado de (Pruftechnik, 2002)

2.2.4 Tolerâncias ao desalinhamento

Em condições ideais, o estado de alinhamento final seria idêntico ao realizado em condição estática. No entanto, na grande maioria das vezes essa condição não é possível. Torna-se então necessária a definição de um intervalo de tolerância que caracterize o alinhamento como aceitável. (EISENMANN; EISENMANN, 1997)

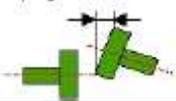
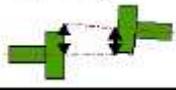
Segundo Eisenmann e Eisenmann (1997), as tolerâncias são definidas em razão da velocidade angular da máquina e do comprimento do acoplamento. Em suma, máquinas que operem a velocidades menores toleram maiores desalinhamentos, conforme exposto no Gráfico 2.



Fonte: Adaptado de (Eisenmann; Eisenmann, 1997)

Pruftechnik (2002) considera que além da velocidade angular da máquina outros fatores devem ser considerados para determinação da tolerância, tais como: potência, tipo do acoplamento, comprimento do espaçador, concepção do equipamento acoplado e expectativa de vida em relação a vida útil. O mesmo autor apresenta uma tabela prática de valores indicados, como apresentado na Figura 10.

Figura 10 - Tolerâncias ao desalinhamento

	RPM	metric (mm)		inch (mil)	
		Acceptable	Excellent	Acceptable	Excellent
Short "flexible" couplings Offset: 	600			9.0	5.0
	750	0.19	0.09		
	900			6.0	3.0
	1200			4.0	2.5
	1500	0.09	0.06		
	1800			3.0	2.0
	3000	0.06	0.03		
	3600			1.5	1.0
	6000	0.03	0.02		
	7200			1.0	0.5
Angularity Metric values—Gap difference per 100 mm coupling diameter Inch values—Gap difference per 10 inch coupling diameter 	600			15.0	10.0
	750	0.13	0.09		
	900			10.0	7.0
	1200			8.0	5.0
	1500	0.07	0.05		
	1800			5.0	3.0
	3000	0.04	0.03		
	3600			3.0	2.0
	6000	0.03	0.02		
	7200			2.0	1.0
Spacer shafts and membrane (disc) couplings Metric values—Offset per 100 mm spacer shaft Inch values—Offset per inch spacer length 	600			3.0	1.8
	750	0.25	0.15		
	900			2.0	1.2
	1200			1.5	0.9
	1500	0.12	0.07		
	1800			1.0	0.6
	3000	0.07	0.04		
	3600			0.5	0.3
	6000	0.03	0.02		
	7200			0.3	0.2
Soft-foot	Any		0.06		2

Fonte: (Pruftechnik, 2002)

Como abordado por Eisenmann e Eisenmann (1997), a ocorrência do desalinhamento promove o aumento da vibração do equipamento. Logo, além da tolerância ao desalinhamento devem ser observados os intervalos de vibração permissíveis a cada condição de operação do equipamento analisado.

2.3 ANÁLISE DE VIBRAÇÕES

Quando bem dimensionada uma máquina, a mesma produzirá baixos níveis de vibração. No entanto, ao longo de sua operação, fatores como fadiga, desgaste, deformações e acomodações tendem a elevar os níveis de vibração, que causará conseqüentemente cargas dinâmicas adicionais nos mancais de sustentação (RAO, 2008).

De acordo com Affonso (2002) sendo que todas as máquinas rotativas vibram e produzem uma função dinâmica, de alguma forma, uma análise do sinal de vibração pode, na grande maioria das vezes, apresentar a condição de operação da máquina, e, em alguns casos definir qual o defeito a ser corrigido. Arato Junior (2004) afirma que o aumento do nível de vibração representa diretamente o avanço de um determinado defeito.

Quando estruturas ou máquinas são excitadas por esforços decorrentes do funcionamento, as mesmas respondem em uma frequência idêntica aos esforços que a provocaram. Sendo assim, quando tomada a resposta vibratória em um ponto estático da estrutura, a mesma será a soma das diferentes frequências excitadoras (SOUZA, 2008).

Dentre as vantagens de sua aplicação, Antonioli (1999) destaca que a análise de vibração é aplicável em praticamente todos os equipamentos rotativos, tratando-se de um ensaio não destrutivo e que fornece informações da condição de operação sem a necessidade de desmontar o equipamento. Scheffer (2004) ratifica como vantagem também a possibilidade de identificar problemas em fase de desenvolvimento, antes que esses se agravem e promovam a indisponibilidade do equipamento. Além do mais, permite-se com a aplicação da técnica a identificação de práticas inadequadas de manutenção e produção, e comparação de máquinas similares de diferentes fabricantes quanto ao design adotado.

Para que seja possível o diagnóstico de uma falha a partir da análise de vibração é fundamental que existam parâmetros pré-estabelecidos pelo fabricante do equipamento, ou então, por normas técnicas (ANTONIOILLI, 1999). Trata-se de uma técnica comparativa.

A análise de vibrações é dividida basicamente em quatro etapas: medição de vibração do equipamento (amplitude, frequência, etc.), levantamento das

características do equipamento (velocidade, rotação dos componentes, condição de operação, elementos conectados), processamento do sinal e posterior confronto com um referencial.

Quanto aos dados coletados, destacam-se a amplitude, a frequência e a fase. Nepomuceno (1989) sintetiza o significado de cada uma das variáveis para a manutenção preditiva, sendo a amplitude a gravidade da anomalia, a frequência a origem do problema e fase a especificação de causa.

Posterior a coleta das informações mínimas, se inicia a etapa de tratamento das informações para futura comparação com os níveis de referência. Rao (2008) subdivide as técnicas de monitoração da vibração de máquinas em: técnicas no domínio do tempo, técnicas no domínio da frequência e técnicas no domínio da quefrência (Cepstro). As técnicas abordadas a seguir apresentam os conceitos para a observação da ocorrência de desalinhamentos em um sistema rotativo.

2.3.1 Análise no domínio do tempo

A análise no domínio do tempo é conceituada na observação das formas de onda no tempo, onde o sinal vibratório é representado por amplitudes em função de um tempo, define Lago (2007).

Arato Júnior (2004) menciona que a técnica preferencial de análise no domínio do tempo é a comparação do **nível global de vibração**. Trata-se de uma técnica aplicável também a máquinas rotativas, cuja montagem é rígida e que possui mancais de rolamento e extensões de eixo relativamente curtas.

Em suma, a análise de do nível global de vibração é balizada pela avaliação da severidade de vibrações absolutas sobre constituintes não rotativos. A partir do confronto de dados são definidos níveis de operação, alarme, e alerta para que seja tomada ação de reparo. (ARATO JUNIOR, 2004)

Para a definição de valores para os níveis de vibração, tem-se formas distintas de determinação de acordo com a circunstância. Quando o equipamento é novo, a condição tomada por referência parte de indicações de fabricantes, ou então de normalização técnica. Já quando o equipamento possui uma dada vida útil, desde que realizada a coleta de informações periódicas,

gera-se um histórico que permite a definição de critérios pontuais (AFFONSO, 2002).

Segundo Arato Junior (2004), para que seja realizada a comparação das coletas, é fundamental a definição de um procedimento de coleta, que estabeleça: pontos de coleta, equipamento, periodicidade e escala, conferindo maior confiabilidade aos valores finais.

A fim de possibilitar a comparação dos dados coletados, Lago (2007) sintetiza as medidas que permitem a obtenção de valores dos seguintes parâmetros, os quais estão ilustrados na Figura 11.

Valor eficaz ou Valor RMS:

$$\chi_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T \chi^2(t) \cdot dt} \quad (1)$$

Valor Médio:

$$\chi_m = \frac{1}{T} \int_0^T |\chi(t)| dt \quad (2)$$

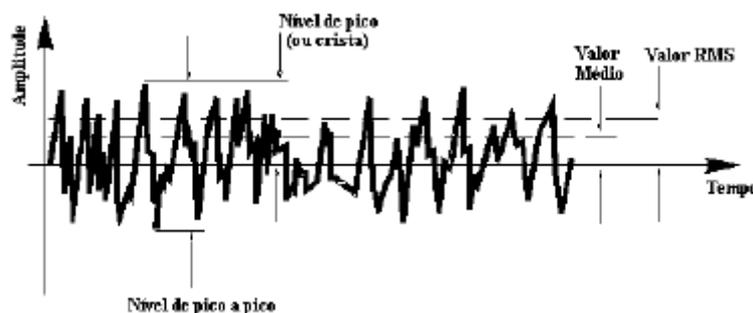
Fator de forma:

$$F_f = \frac{\chi_{RMS}}{\chi_m} \quad (3)$$

Fator de crista:

$$F_C = \frac{\chi_{pico}}{\chi_{RMS}} \quad (4)$$

Figura 11 - Valores globais de medida de vibração para um sinal complexo



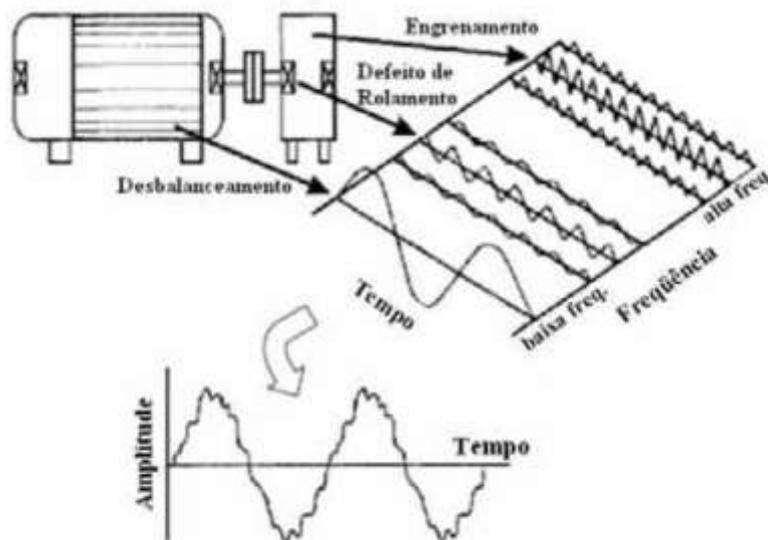
Fonte: (Arato Junior, 2004)

Rao (2008) alerta que como o nível de pico acontece apenas uma vez, e não se torna um índice suficientemente confiável do ponto de vista estatístico.

Para aplicações em sistema de operação contínua, principalmente em sistemas de operação transiente faz-se necessária a utilização de valores formados através de médias. Dessa forma, acontecimentos aleatórios oferecem menor impacto frente aos impactos provenientes da rotação do equipamento.

Segundo Affonso (2002), o nível global de vibração é uma ferramenta de tomada de decisão, assim se concentram os esforços nos casos que apontam maior chance de falha. Nepomuceno (1989) defende que a análise do nível global de vibração é um método confiável e que permite a tomada de decisão antes da ocorrência de uma falha de maior monta. Mas ratifica que o nível de vibração global compreende a soma de todas as oscilações do equipamento sobre uma ampla faixa de frequências, como exemplificado na Figura 12. Tem-se então limitações, pois não permite estabelecer a origem da vibração na maioria das vezes. Assim que identificado, é necessária a desmontagem do equipamento para verificação e correção do defeito, ou então, a aplicação de técnicas suplementares de prognóstico.

Figura 12 - Sinal vibratório no domínio do tempo



Fonte: (Green, 2003 apud Lago, 2007)

Rao (2008) apresenta métodos estatísticos para identificação de potenciais falhas em sistemas mecânicos. Em alguns casos, os momentos de densidade de probabilidade são empregados para formação de um diagnóstico. Os quatro momentos de uma curva de densidade de probabilidade são a média, o desvio padrão, a assimetria e a curtose. Observando o comportamento dos momentos, os pares representam a impulsividade do sinal, o momento de quarta

ordem, denominado **curtose** costumeiramente, é utilizado para monitoração de equipamentos.

Antoniolli (1999) sintetiza a curtose como ferramenta para análise de vibração como “o quarto momento estatístico central normalizado pelo desvio padrão, na quarta potência, do sinal de vibração” e indica sua expressão matemática para o quarto momento e para a curtose, respectivamente:

$$m^4 = \int_{-\infty}^{\infty} [x(t) - \mu]^4 p(x) dx \quad (5)$$

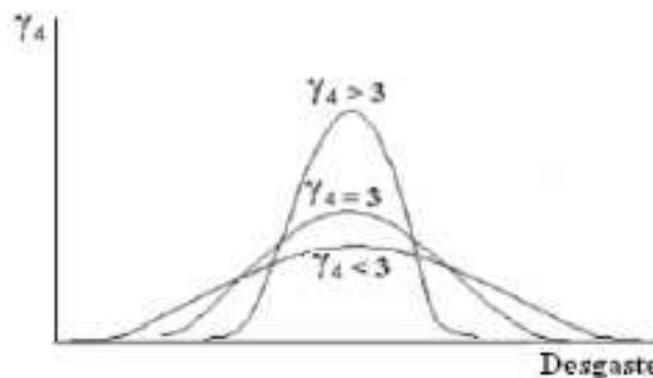
$$k = \left[\frac{m}{\sigma} \right]^4 \quad (6)$$

Onde: $x(t)$ é o sinal de vibração, μ é a média do sinal, $p(x)$ a densidade de probabilidade de $x(t)$ e σ o desvio padrão.

A curtose está relacionada a distribuição de probabilidade, é o momento estatístico que indica quão longe o sinal está de uma distribuição normal com o mesmo desvio padrão. Quando se trata de um sinal aleatório, a distribuição é gaussiana. Uma vez que o sinal passa a concentrar, com distribuição normal maior que 3, de falhas pontuais no equipamento, como é exemplificado no Gráfico 3 (GARCIA, 1994 ; MARTIN, 1984; *apud* SANTANDER, 2014).

Como principal vantagem, se apresenta sua insensibilidade a variações de carga e velocidade (GUPTA, 1997 *apud* SANTANDER, 2014).

Gráfico 3 - Comportamento da curtose com a evolução do desgaste em mancais de rolamento



Fonte: (Garcia, 1994 *apud* Santander, 2014)

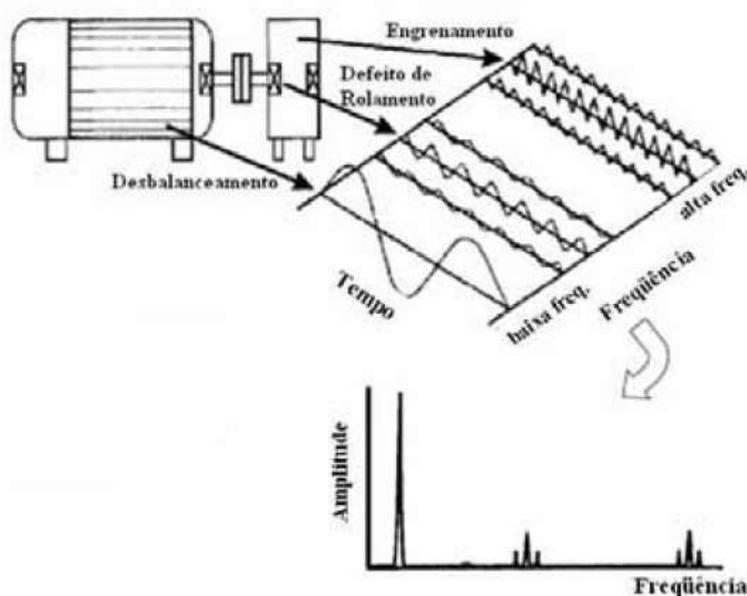
2.3.2 Análise no domínio da frequência

De acordo com Nepomuceno (1989) o sinal obtido sobre a carcaça de um mancal, no domínio do tempo tende a ser complexo, dificultando a realização de análises e formação de diagnósticos precisos. Tal complexidade é justificada por

a resposta temporal representar a soma de várias senóides e cossenoides em diversas frequências, contemplando eventuais falhas e até mesmo ruídos da base e de acoplamentos (NEPOMUCENO, 1989; ARATO JUNIOR, 2004).

As forças dinâmicas decorrentes do funcionamento de máquinas rotativas provocam vibrações relacionadas a rotação de seus componentes, e por consequência na frequência deles, como se exemplifica na Figura 14. Assim, a análise no domínio da frequência torna-se uma ferramenta importante, devido a possibilidade de determinar o componente que apresenta anomalia ao longo de seu funcionamento (ARATO JUNIOR, 2004).

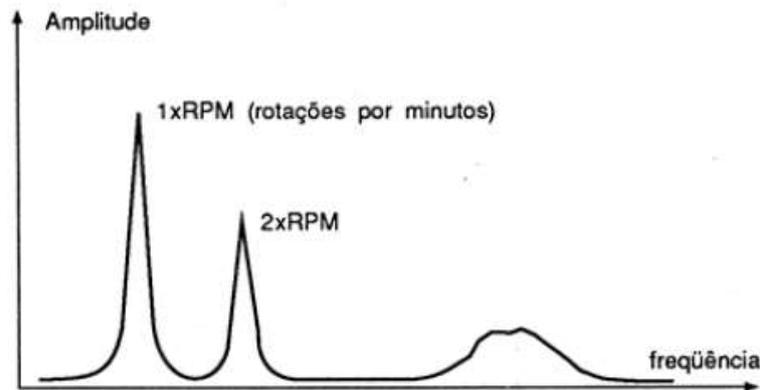
Figura 13 - Sinal vibratório no domínio da frequência



Fonte: (Green, 2003 apud Lago, 2007).

De acordo com Menna (2007), cada uma das forças excitadoras irá compor uma harmônica, e a soma de todas as harmônicas resultará na poli harmônica, presente no mancal. Segundo Marçal (2005) as harmônicas são definidas como 1x, 2x, 3x a rotação da máquina.

Segundo Rao (2008) o sinal no domínio da frequência representa a amplitude da resposta em função da frequência. Tal resposta é denominada de **espectro**, exemplificado na Gráfico 4, e fornece informações fundamentais para a determinação de condições de equipamentos. Arato Junior (2004) complementa relatando que o espectro é a representação gráfica da distribuição das amplitudes, determinada para cada frequência.

Gráfico 4 - Exemplo de um espectro de rolamento

Fonte: (Mirshawaka, 1991 apud Lago, 2006).

Sendo o sinal resposta governado pelos componentes, arranjo, montagem e instalação; Rao (2008) menciona que o espectro representa a assinatura de cada máquina rotativa, devido a sua exclusividade.

De acordo com Marçal (2005), a frequência aponta a origem da vibração e a amplitude avalia sua gravidade, se normal ou anormal. Rao (2008) indica que quando uma máquina opera em condições regulares o espectro é mantido constante. Porém, quando incide alguma avaria o espectro é alterado e o nível de vibração global também. A partir da comparação dos dois espectros torna-se possível a determinação da gravidade e da natureza da anomalia. Portanto, categoriza-se que a análise espectral é uma ferramenta que oferece a possibilidade de ditar diagnósticos seguros, e condições de assessoria para a elaboração e execução de procedimentos de manutenção. Surge então a necessidade de determinar o espectro a partir do sinal no domínio do tempo oriundo de um sistema mecânico (NEPOMUCENO, 1989).

A obtenção do espectro e a análise da frequência é realizada através da aplicação da Transformada de Fourier, dada por:

$$TF [X(t)] = X(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)e^{-j\omega t} dt \quad (7)$$

De acordo com Marçal (2005) e Nepomuceno (1989) o teorema de Fourier afirma que qualquer função periódica pode ser decomposta por uma série de ondas senoidais e cossenoidais puras. Menna (2007) e Antonioli (1999) justificam que a transformada de Fourier quando aplicada a um sinal no domínio do tempo possibilita sua transposição para o domínio da frequência sem a perda de informações, conseqüentemente, a determinação do espectro de vibração.

Métodos computacionais passaram a possibilitar o desenvolvimento da Transformada Discreta de Fourier. O algoritmo de Cooley-Turkey (1965) reduziu o número de operações matemáticas para a obtenção do espectro. Tal técnica consiste na Transformada Rápida de Fourier (FFT) (MENNA, 2007).

Na aplicação da FFT, apenas uma seção do sinal no domínio do tempo é extraída, denominado janela de tempo. Durante o processo, o algoritmo assume que o sinal contido nessa janela é periódico ao longo de todo o tempo (LAGO, 2007).

$$X_m = \frac{1}{N_a} \sum_{n=0}^{N_a-1} x(n) e^{-i2\pi\left(\frac{n.m}{N_a}\right)} \quad (8)$$

Arato Junior (2004) alerta que se pode ter resultados não condizentes caso o corte ocorra em uma janela que distorça a periodicidade.

A qualidade do sinal obtido a partir da FFT, que representará o espectro contínuo do sinal original, dependerá das seguintes aproximações assumidas: precisão da conversão análogo-digital, frequência de corte, qualidade do filtro (se utilizado) e da função janela de tempo (SILVA, 2006).

A análise no domínio da frequência consiste em uma ferramenta bastante empregada na manutenção preditiva. Porém, exige-se que o responsável possua conhecimento técnico na área, pois parte da análise é realizada através da observação e interpretação do espectro (ARATO JUNIOR, 2004; ANTONIOLLI, 1999; SCHEFFER, 2004).

2.4 DETECÇÃO DE DESALINHAMENTO POR ANÁLISE DE VIBRAÇÃO

Como apresentado anteriormente, a análise preliminar do sinal no domínio do tempo fornece informações limitadas. Quanto ao desalinhamento, a situação é similar. A alteração da resposta global do mecanismo indica a ocorrência de alguma anomalia, porém não aponta sua natureza de modo direto.

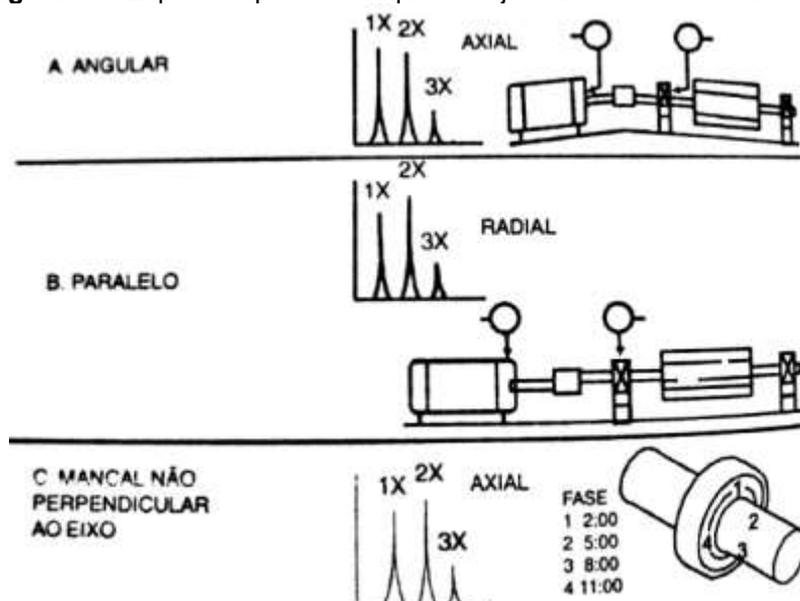
Utilizada a análise no domínio da frequência, a gama de possibilidades para categorização de um desalinhamento é maior, em qualquer máquina rotativa.

Nepomuceno (1989) enfatiza que picos correspondentes à frequência de rotação, e as harmônicas $2x$ e $3x$ da rotação, quando observado o espectro do equipamento, categoriza a amplitude de vibrações oriundas de anomalias de desalinhamento.

Nepomuceno (1989), Arco-Verde (2008) e Affonso (2002) definem ainda métodos de diferenciar o desalinhamento quanto a sua configuração física, se paralela ou angular, como apresentado na Figura 16:

- a) Desalinhamento angular: dominante nas frequências $1x$ e $2x$ a rotação do eixo na direção axial, com defasagem de 180° .
- b) Desalinhamento paralelo: gera esforços cortantes quando ocorre um movimento de encurvamento no lado acoplado ao eixo, na frequência de rotação e na harmônica $2x$ da rotação. A amplitude máxima ocorre preferencialmente no plano radial, com defasagem de 180° .

Figura 14 - Espectro típico de máquinas cujos eixos estão desalinhados

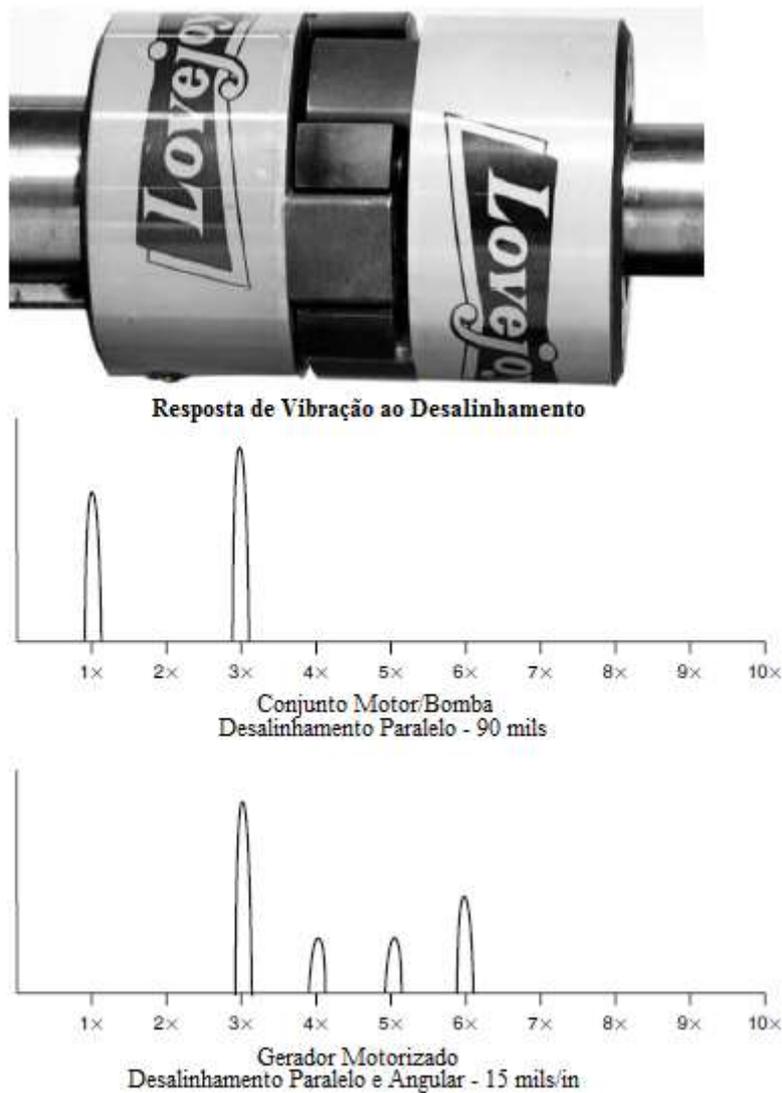


Fonte: (Berry, 1994 *apud* Affonso, 2002)

Nepomuceno (1989) e Affonso (2002) alertam que a ocorrência de eixos torto dá origem a respostas análogas ao desalinhamento. Mas Nepomuceno (1989) diferencia que, quando as amplitudes de vibração axiais forem superiores em uma vez e meia as vibrações radiais, existe grande probabilidade de que esteja ocorrendo o desalinhamento do eixo em questão.

Piotrowski (2006) menciona que os padrões espectrais serão frequentemente diferenciados dependendo do conjunto de acoplamento flexível empregado, podendo apresentar picos em ordens superiores como 2x, 3x, 4x, 5x, 6x, etc. E apresenta espectros obtidos em condições de alinhamento para máquinas suportadas em rolamentos. O acoplamento flexível de maior similaridade construtiva ao utilizado é o *Jaw-Coupling*, cujos espectros são ilustrados na Figura 17.

Figura 15 – Ilustração do espectro de acoplamento *Jaw-coupling* com desalinhamento



Fonte: Adaptado de (Piotrowki, 2006)

Piotrowski (2006) relata também a possibilidade de os níveis de vibração diminuírem com o aumento da severidade de desalinhamento. Para o autor as máquinas estão sujeitas a dois tipos de forças: estáticas (que atuam em direção única) e dinâmicas (que mudam de direção). As forças estáticas são chamadas de pré-cargas e podem ser causadas por fatores como o desalinhamento do eixo. Já as forças dinâmicas são resultado de desbalanceamentos, rolamentos antifricção danificados, contato dos dentes da engrenagem, forças eletromagnéticas, entre outros. Por outro lado, quando dois eixos estão conectados entre si por um sistema de acoplamento, as linhas de centro de cada máquina não são perfeitamente colineares e as forças transferidas de um eixo para outro estão agindo de forma unidirecional. Exemplificando, se o eixo da

unidade motriz estiver desalinhado, esse eixo está tentando puxar o eixo da unidade movida para entrar na linha de posição do motor. Já o eixo da unidade movida faz o mesmo. Dessa forma as forças de desalinhamento começarão a flexionar os eixos. As forças estáticas causadas pelo desalinhamento agem apenas em uma direção, o que difere das forças dinâmicas que geram vibração. Por fim, o autor aponta que o desalinhamento se disfarça muito bem em uma máquina rotativa em funcionamento, e que não existem formas rápidas ou baratas para predeterminar se uma máquina rotativa está desalinhada.

3 METODOLOGIA

Com o intuito de diagnosticar os efeitos proporcionados pela anomalia de desalinhamento em uma máquina rotativa, o presente estudo consiste na aplicação simultânea dos seguintes métodos científicos: comparativo e experimental.

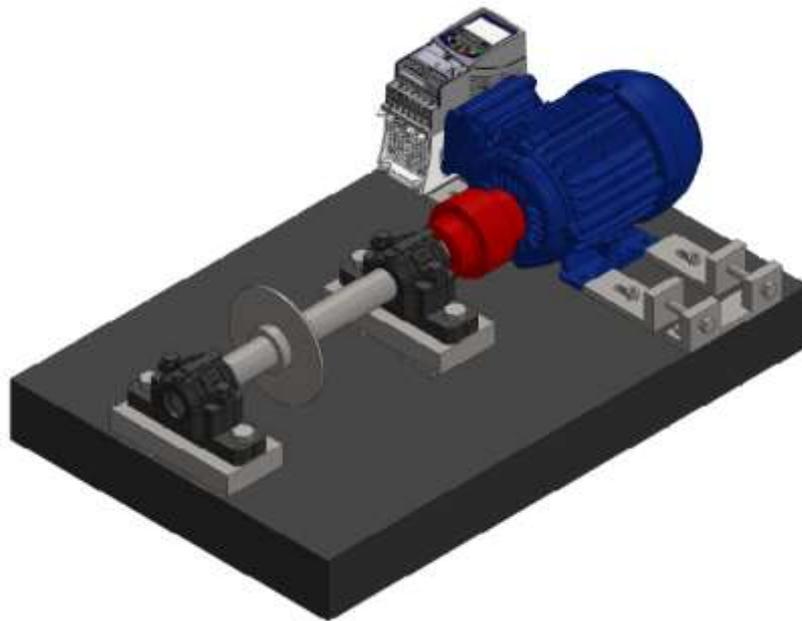
De acordo com Fachin (2001), o método comparativo se traduz em investigar fatos e então explica-los de acordo com suas semelhanças e/ou diferenças. De forma aplicada, no estudo em questão foram confrontados sinais dinâmicos de duas condições físicas do conjunto eletromecânico: alinhamento aceitável e desalinhamento superior a tolerâncias.

Ainda segundo Fachin (2001), o método experimental é aquele em que as variáveis são manipuladas de forma suficientemente controlada. O método permite a determinação de conexões causais aliadas a anormalidade de algum parâmetro. Quanto ao estudo, foram introduzidos defeitos conhecidos em condições controladas para posterior análise do impacto proporcionado na resposta dinâmica do equipamento.

Fundidos os métodos, de forma sucinta, a partir da comparação de experimentos, busca-se determinar a sinergia existente entre o desalinhamento e a resposta dinâmica de um conjunto mecânico rotativo. A fim de edificar resultados, utilizou-se de um aparato experimental para confecção das condições, seguido de coleta de informações e por fim o processamento dos sinais obtidos.

3.1 APARATO EXPERIMENTAL

Para realização dos ensaios necessários, se utilizou uma bancada horizontal com eixo bi-apoiado acoplado a um motor elétrico de baixa potência, como apresentado na Figura 18. Tal bancada foi confeccionada por Nicolini, Rost e Colla (2003), e ampliada por Szymon e Pieta (2011) para realização de estudos científicos relacionados ao desalinhamento de máquinas rotativas.

Figura 16 – Vista isométrica do Aparato Experimental

Fonte: Autoria própria.

O eixo da bancada é acionado pelo motor elétrico trifásico, com acoplamento flexível. Existe também a possibilidade de controle da velocidade angular através de um inversor de frequência.

Segundo Arco-Verde (2008), o estudo de aparato similar permite analisar condições operacionais de máquinas rotativas de eixo horizontal largamente empregados na indústria, como: ventiladores, bombas centrífugas, entre outros.

A bancada didática dispõe de bases móveis, que permitem simular condições operacionais desejadas:

- Condição normal
- Desalinhamento angular
- Desalinhamento paralelo
- Desalinhamento combinado

A condição normal refere-se a condições de operação de uma máquina nova, devidamente instalada. Ou seja, com eixo balanceado, mancais de rolamento novos, livres de folgas excessivas.

As demais condições de falha são simuladas a partir dos seguintes componentes:

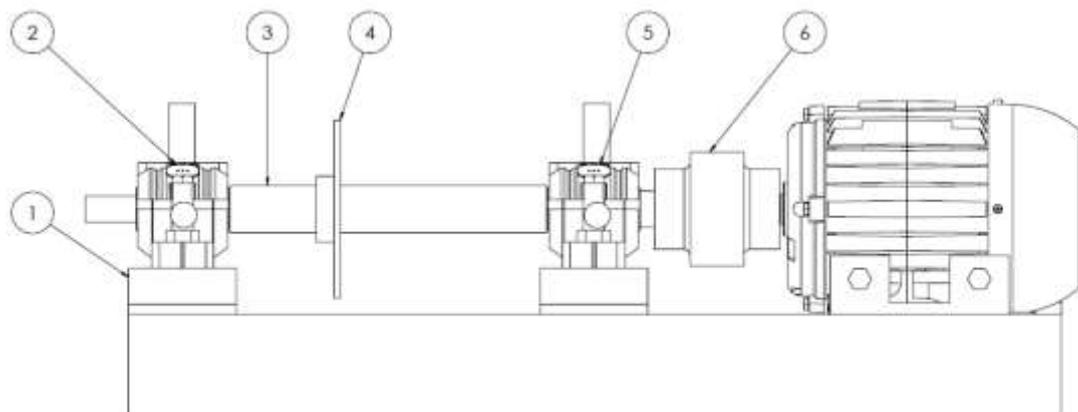
- Controlador de frequência
- Acoplamento
- Guias horizontais da base do motor elétrico

De acordo com a recomendação de Arco-Verde (2008), as velocidades indicadas para realização dos ensaios são aproximáveis a 1800 RPM e 3600 RPM. Justifica-se a seleção das velocidades por serem as mais comuns empregadas em bombas e ventiladores com arranjo semelhante.

Na Figura 19 é exposto o esquemático da bancada, cujas dimensões principais são:

- Diâmetro do eixo: 40 mm
- Comprimento do eixo: 415 mm
- Distância entre mancais: 300 mm
- Módulo de Young do Eixo: 200 GPa
- Massa do eixo: 3,68 kg

Figura 17 - Vista lateral direita do Aparato Experimental

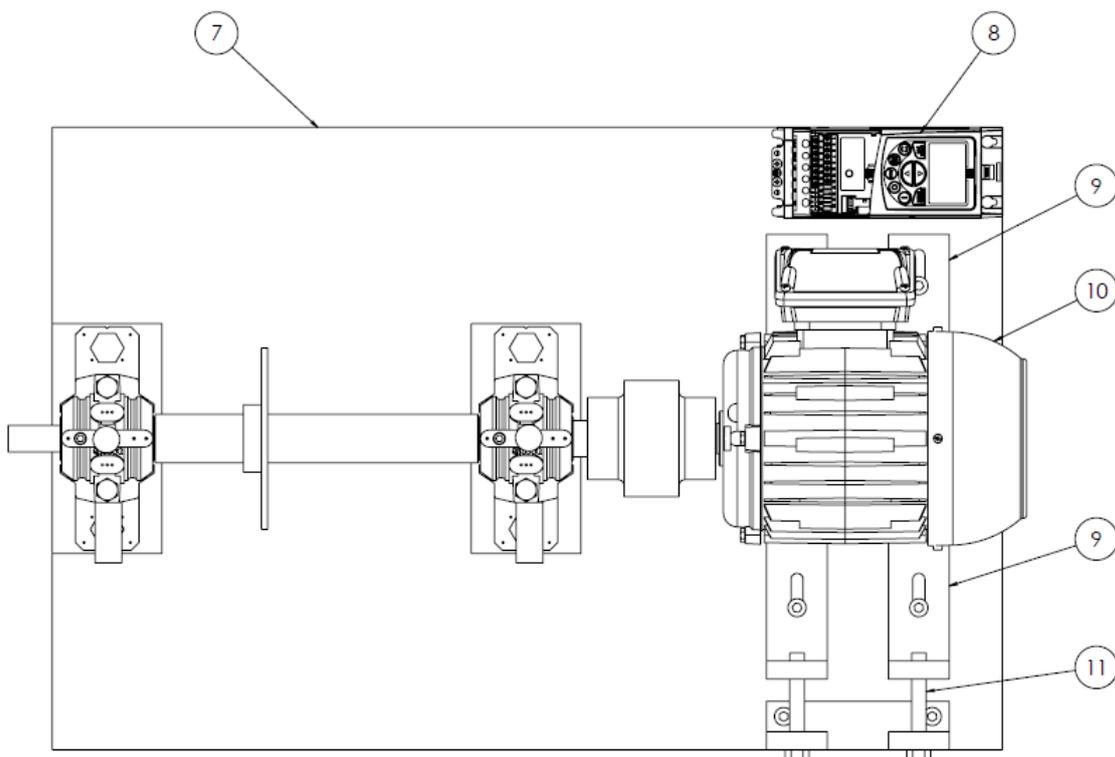


Fonte: Autoria própria.

Conforme referenciado nas Figuras 19 e 20, os componentes identificados no do aparato experimental são:

1. Base inferior dos mancais de rolamento
2. Mancal de rolamento A
3. Eixo
4. Rotor para balanceamento
5. Mancal de rolamento B
6. Acoplamento flexível
7. Base do equipamento em ferro fundido
8. Inversor de frequência
9. Guias para introdução da falha de desalinhamento
10. Motor de indução trifásico
11. Parafusos para controle da introdução da falha de desalinhamento

Figura 18 - Vista superior do Aparato Experimental



Fonte: Autoria própria.

As especificações técnicas do motor, do acoplamento e dos mancais são apresentadas nos Quadros 1, 2 e 3, respectivamente.

Quadro 1 - Informações técnicas do motor

Característica	
Marca	WEG
Tipo	Indução
Nº Fase	3
Potência Nominal	1,5 hp
Frequência	60 Hz
Rotação Nominal	1700
Tensão Nominal	220 v
Corrente Nominal	4.78 A
Rendimento	72,70%

Fonte: Autoria própria

Quadro 2 - Informações técnicas do acoplamento

Características	
N de dentes do Acoplamento	5
Material do Acoplamento	Borracha Sintética
Material do Cubo	Ferro Fundido Cinzento
Diâmetro Externo	97 mm
Comprimento	103 mm
Massa (furado)	2,90 kg

Fonte: Autoria própria

Quadro 3 - Informações técnicas da caixa de mancal

Características	
Fabricante	FRM
Modelo	SNH507207
Rolamento	6030
Massa	2,04 Kg

Fonte: Autoria própria

3.2 MATERIAIS E MÉTODOS

A instrumentação da bancada faz uso de três acelerômetros similares, tipo piezoelétricos, cujas informações técnicas são apresentadas na Tabela 4. De acordo com Nepomuceno (1989), os acelerômetros constituem uma classe de

sensores cuja resposta é proporcional à aceleração. Fixado o acelerômetro em uma superfície em movimento, ocorrerá um deslocamento provocado pela força motriz, que então dá origem ao movimento de um elemento ativo. Quando o elemento é deslocado, pressionado ou distendido, o mesmo dá origem a diferença de potencial, gerando assim o sinal dinâmico da superfície.

Nepomuceno (1989) também apresenta os fatores que devem ser ponderados na seleção dos acelerômetros a fim de conferir maior confiabilidade ao experimento, são eles:

1. A massa do acelerômetro empregado deve ser inferior a dez vezes a massa do componente a que se objetiva medir.
2. Cada dispositivo apresenta uma frequência de ressonância própria. Portanto, deve-se verificar qual a frequência que pretendesse medir e constatar se essa se encontra na faixa utilizável.
3. O acelerômetro possui uma faixa de temperatura de operação, portanto deve-se certificar que a temperatura da superfície a ser medida é tolerada pelo transdutor.
4. Quanto a sensibilidade do dispositivo, é fundamental a verificação da faixa dinâmica do acelerômetro. A mesma deve ser compatível com as medidas que se almeja obter.

Nas atividades de medição, os três acelerômetros foram aplicados sobre os mancais na lateral movida do equipamento. A seleção do mancal como ponto de medição é embasada por tratar-se do ponto de reação, onde os esforços dinâmicos ocorrem com maior intensidade. As direções analisadas simultaneamente foram vertical, horizontal e axial tomadas em um mancal por vez.

Para a fixação dos transdutores, empregou-se uma cera especial para a aplicação. Segundo Nepomuceno (1989) e Arco-Verde (2008) a utilização de cera confere um acoplamento satisfatório. Deve-se observar nesse método de fixação a temperatura da superfície, pois à medida que a temperatura do mancal aumenta a cera tende a amolecer e perder sua função principal de fixação.

De acordo com Arato Junior (2004), independente do equipamento usado é fundamental que todos os pontos de medição estejam sujeitos as mesmas condições de potência e velocidade para que se permita a comparação adequada dos dados. Portanto, a aquisição dos dados é realizada através de um

analisador digital de sinais com quatro canais simultâneos. O modelo do equipamento utilizado é o 4dB, fornecido pela fabricante 01dB. Os dados medidos foram então processados pelo software de conversão dBFA32 em um microcomputador.

Com intuito de introduzir a anomalia de desalinhamento de forma controlada no aparato experimental, utilizou-se o alinhador a laser Easy-laser D450. A aplicação do alinhador é feita com a instalação de dois dispositivos a laser de forma fixa, posicionados um em cada lado do acoplamento flexível.

Quadro 4 - Informações técnicas dos transdutores de vibração

	Transdutor 1	Transdutor 2	Transdutor 3
Transdutor	Acelerômetro	Acelerômetro	Acelerômetro
Tipo	Piezoelétrico	Piezoelétrico	Piezoelétrico
Fabricante	Endevco	Endevco	Endevco
Modelo	256-100	256-100	256-100
Número	13657	13666	13758
Sensibilidade	96.06 mV/g (100 Hz)	94.83 mV/g (100 Hz)	95.49 mV/g (100 Hz)
Freq. Ressonância	30 kHz	25 kHz	30 kHz

Fonte: Autoria própria

3.3 PROCESSAMENTO DOS DADOS

Os dados obtidos na configuração apresentada fornecem o sinal dinâmico do equipamento no domínio do tempo. A fim de processar o sinal gerado e determinar a severidade, para auxiliar na diagnose de anomalias através da análise de vibrações, foi empregado o software *scilab*.

A seleção do software justifica-se pela gama de ferramentas de tratamento linear necessárias ao experimento, como: funções de correlação, transformada de Fourier, cálculos estatísticos, entre outros.

A partir das ferramentas de tratamento matemático disponíveis no software possibilita-se mensurar variáveis no domínio do tempo, assim como converter o sinal obtido para o domínio da frequência.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 MANUTENÇÃO E MONTAGEM DO APARATO EXPERIMENTAL

Embora trata-se de um dispositivo mecânico de poucos componentes, o mesmo oferece uma vasta lista de falhas mecânicas suscetíveis. Tais falhas conhecidas ou não, necessariamente terão sua contribuição no sinal resposta, seja no domínio do tempo ou no domínio da frequência.

A fim de restringir ou minimizar as falhas e ruídos do sistema, todo o aparato experimental foi desmontado para uma pré-avaliação como apresentado nas Figura 21 e 22.

Figura 19 - Desmontagem do aparato experimental



Fonte: Autoria própria.

Figura 20 - Desmontagem do semieixo

Fonte: Autoria própria

Preliminarmente, dentre os componentes, foram julgados com maior influência e tiveram sua condição avaliada: o acoplamento visco-elástico, as folgas internas da caixa de rolamento, a condição geral do eixo movido, a vida útil dos rolamentos assim como a lubrificação dos mesmos.

Através de inspeção visual, o acoplamento assim como o elemento visco-elástica foram caracterizados como em boas condições para o uso, sendo necessária apenas a remoção da oxidação presente no componente.

Quanto as folgas internas da caixa de rolamento (mancal), tomadas as dimensões internas e comparadas com as dimensões externas do rolamento compatível, a mesma também foi caracterizada em condição tolerável ao uso.

Por inspeção visual, foi constatado no eixo a presença de oxidação nas faces externas expostas as ações do tempo. O semieixo foi então removido e posicionado em um torno mecânico para a remoção da oxidação através do lixamento. De forma adicional, uma vez que o eixo já estava fixado ao torno mecânico observou-se uma possível avaria geométrica do mesmo.

Uma vez que não haviam informações precisas quanto a periodicidade de uso da bancada experimental, assim como o plano de manutenção preventiva dos rolamentos e a frequência de lubrificação, com o objetivo de oferecer maior confiabilidade ao experimento os mesmos foram substituídos por novos. Dentro da ação de substituição, os rolamentos utilizados até então com lubrificação externa, foram substituídos por rolamentos blindados.

Finalizada a etapa de verificação, inicia-se então a fase de montagem do aparato experimental. Tratando-se de uma máquina rotativa, a montagem dos rolamentos assim como do eixo deve ser executada com precisão. No processo de montagem dos rolamentos estes foram aquecidos através de um aquecedor indutivo (Figura 23) até a temperatura de 120 °C. Tal processo, promove a dilatação global do componente permitindo sua montagem sem a aplicação de força.

Figura 21 - Aquecimento dos rolamentos



Fonte: Autoria própria

Posicionados os rolamentos no semieixo, a etapa final da montagem consiste no ajuste do paralelismo entre as duas caixas de rolamento como se observa na Figura 24. Uma vez que as caixas de rolamento utilizadas foram fabricadas pelo processo de fundição, as dimensões externas não foram consideradas para o ajuste. O paralelismo foi ajustado e conferido através da verificação das dimensões internas em ambos os lados com auxílio de um paquímetro, tomando as distâncias entre uma das faces internas do componente. Foram tomadas como referências as dimensões internas pois estas após o processo de fundição passam necessariamente pelo processo de usinagem para que seja conferida a necessária precisão dimensional.

Figura 22 - Posicionamento das caixas de rolamento

Fonte: Autoria própria

Como apresentado no referencial teórico, as frequências de interesse para avaliação do alinhamento do conjunto tratam-se de 1x, 2x e 3x a frequência de rotação do equipamento. Porém, a possível excentricidade do eixo pode oferecer interferência justamente nas frequências de interesse. Com o intuito de restringir, ou então conhecer uma falha complementar do dispositivo, verificou-se a excentricidade do semieixo após a sua montagem.

Para o processo de verificação, foram empregados um relógio apalpador e um suporte de fixação, como apresentado na Figura 25. Através da rotação do eixo observou-se a maior variação de 0,05 mm. Embora constatada a anomalia, os experimentos foram realizados na mesma condição e a informação reservada para posterior análise.

Figura 23 - Verificação da excentricidade do eixo

Fonte: Autoria própria

4.2 ROTEIRO EXPERIMENTAL

Como apresentado, o estudo consiste na utilização de um método comparativo, basicamente entre duas condições experimentais do equipamento: alinhado e desalinhado.

Como memorado por Pacholok (2004), costumeiramente o processo de alinhamento é realizado no lado acionador do equipamento. Justifica-se tal prática devido à complexidade em alterar o posicionamento de equipamentos com juntas permanentes. Um exemplo pertinente é a instalação de um conjunto motor – bomba – tubulação. De modo similar, todas as alterações de alinhamento foram realizadas do lado acionador do equipamento. Permanecendo assim, o lado acionado sem alteração entre os experimentos realizados.

Quanto a condição de alinhado, uma vez que se trata da condição inicial para posterior comparação, a mesma foi realizada em três vezes com um novo processo de posicionamento do lado motriz do aparato. O objetivo de tal repetição consiste na verificação de possíveis anomalias oriundas do próprio sistema, de alguma falha de montagem ou então avaria de algum dos componentes.

Para levantamento dos dados experimentais, a avaria de desalinhamento foi inserida de modo controlado para as seguintes condições: Desalinhamento

Paralelo (DP), Desalinhamento Angular (DA) e Desalinhamento Combinado (DC).

De acordo com Pruftechnik (2002), a condição de alinhamento é obtida quando o desalinhamento paralelo máximo de 0,09 mm e 0,07/100 mm para o angular. Com o objetivo de identificar os efeitos da severidade dos desalinhamentos, estes foram agravados gradativamente como apresentado no Quadro 5.

Quadro 5 - Condições experimentais

	I	II	III
DP	DP 0,09 - 0,5 mm	DP 0,5 - 1,0 mm	DP 1,0 - 1,5 mm
	DA 0,00 - 0,07 /100 mm	DA 0,00 - 0,07 /100 mm	DA 0,00 - 0,07 /100 mm
DA	DP 0,00 - 0,09 mm	DP 0,00 - 0,09 mm	DP 0,00 - 0,09 mm
	DA 0,07 - 0,5 /100 mm	DA 0,5 - 1,0 /100 mm	DA 1,0 - 1,5 /100 mm
DC	DP 0,09 - 0,5 mm	DP 0,5 - 1,0 mm	DP 1,0 - 1,5 mm
	DA 0,07 - 0,5 /100 mm	DA 0,5 - 1,0 /100 mm	DA 1,0 - 1,5 /100 mm

Fonte: Autoria própria

Balizados pela limitação construtiva da bancada experimental, as condições de desalinhamento foram impostas somente na direção horizontal. Na direção vertical, foram respeitadas as tolerâncias de alinhamento segundo Pruftechnik (2002) em todas as repetições.

Complementarmente, todos os ensaios descritos foram repetidos para as frequências de excitação do motor de 55 Hz, 60 Hz e 65 Hz com a finalidade de observar qual a influência da velocidade angular nas forças dinâmicas transferidas sobre os mancais.

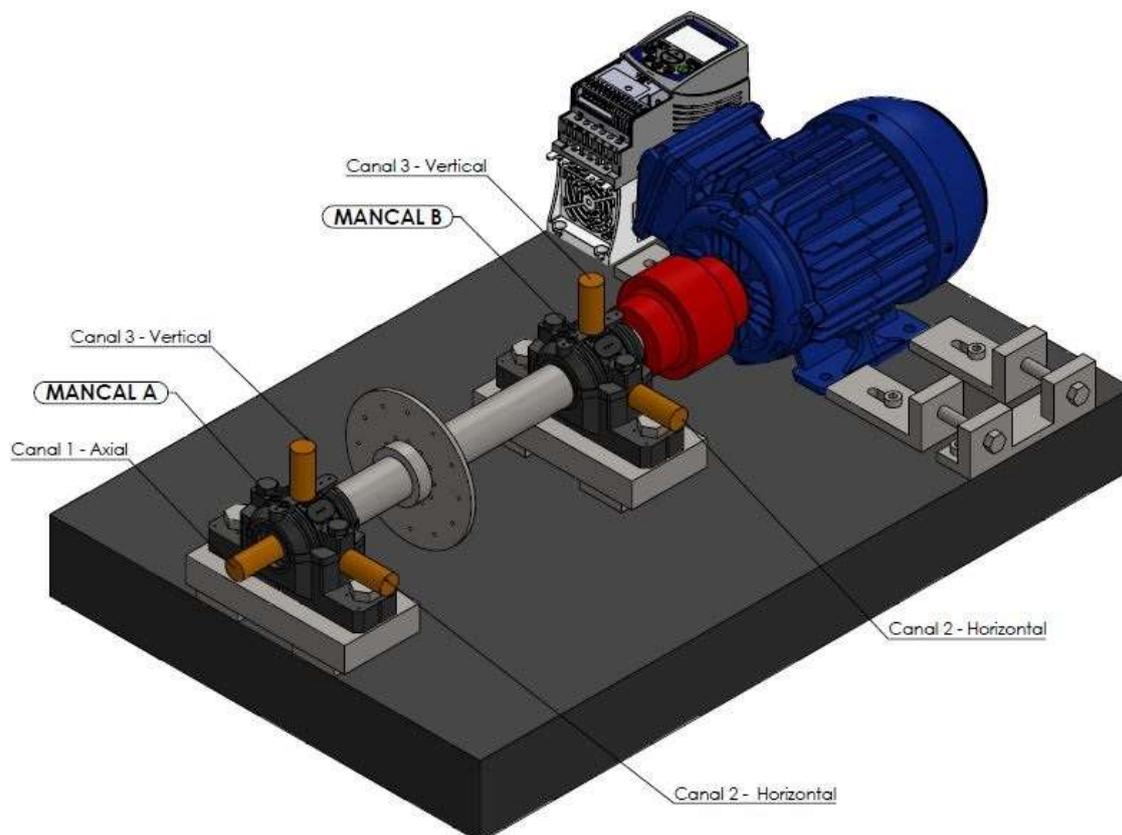
4.3 COLETA DO SINAL DINÂMICO

Como abordado por Nepomuceno (1989), a massa do acelerômetro empregado para as medições deve ser dez vezes inferior à do elemento coletado. Uma vez que a massa apenas da caixa de rolamento é de aproximadamente 2 kg, e a massa do acelerômetro utilizada de aproximadamente 0,004 Kg, como constata-se tal condição é devidamente atendida.

Para a coleta dos dados, a bancada experimental foi segmentada em Mancal A e Mancal B. Quanto as direções de coleta, para o Mancal A os três acelerômetros conectados em canais independentes de coleta foram

posicionados nas direções axial, vertical e horizontal ao mancal de rolamento. Já para a coleta no Mancal B, as direções de interesse foram horizontal e vertical como se exhibe na Figura 26.

Figura 24 - Posicionamento dos acelerômetros



Fonte: Autoria própria

Com auxílio do software de coleta e processamento dBFA32 fez-se possível a extração do sinal dinâmico no domínio do tempo e também no domínio da frequência, as condições e unidades dos parâmetros foram definidas conforme apresentado nos Quadros 6 e 7, respectivamente.

Quadro 6 – Parâmetros de coleta - domínio do tempo

Period	0.00195313
Unit	m/s ²
PowerUnit	Amplitude
dB/Lin	Lin
Weight	Lin

Fonte: Autoria própria

Quadro 7 – Parâmetros de coleta - domínio da frequência

Family	Autoespectro
Average Duration	5
Unit	m/s ²
PowerUnit	RMS
dB/Lin	Lin
Weight	Lin
X Unit	Hz
X Min	0
X Max	200
X Resolution	0.25
Overlap	75%
Window	Hanning

Fonte: Autoria própria

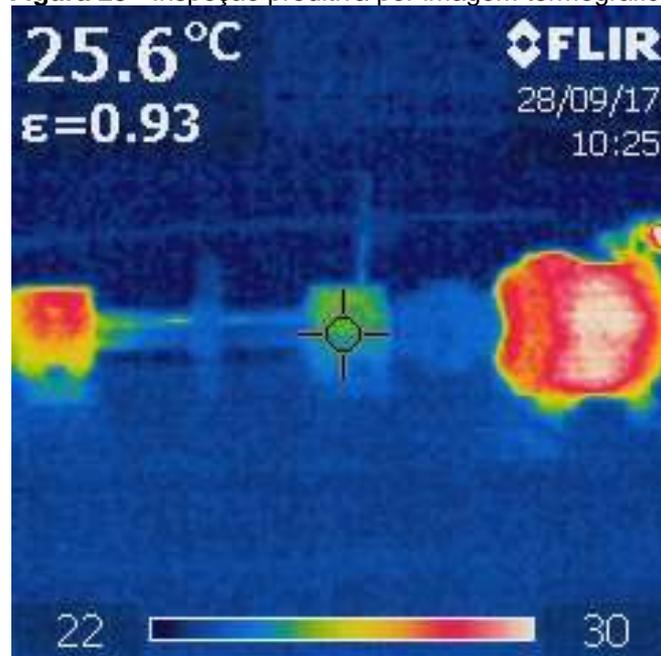
4.4 CONDIÇÃO INICIAL – VERIFICAÇÃO POR TERMOGRAFIA

Buscando observar possíveis falhas já existentes no equipamento e que poderiam influenciar nos resultados obtidos, de forma complementar utilizou-se o recurso de inspeção preditiva através de imagens termográficas.

Como é constatado na Figura 27, na condição de alinhamento após 10 minutos de operação contínua da máquina a mesma apresentou uma fonte de aquecimento no Mancal A. Tal aquecimento pode ser explicado por falha funcional do rolamento empregado, falha de montagem (desalinhamento do eixo/mancal) ou até mesmo por tratar-se da extremidade do sistema sem condição de transferência de calor por condução bilateral.

Posteriormente, com auxílio do espectro de vibração faz-se possível avaliar com maior segurança qual a causa do aquecimento observado. Reserva-se então a situação para futura discussão.

Figura 25 - Inspeção preditiva por imagem termográfica

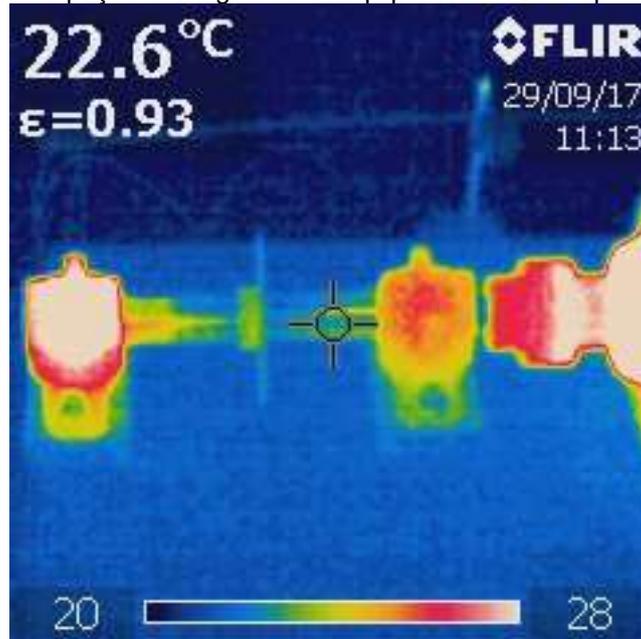


Fonte: Autoria própria

4.5 CARACTERIZAÇÃO DO DESALINHAMENTO – VERIFICAÇÃO POR TERMOGRAFIA

Conforme apontado por Cabral et al. (2005), caracteriza-se como desalinhamento quando a divergência geométrica favorece a perda de energia na forma de calor no sistema de acoplamento. Pacholok (2004) afirma que a deformação cíclica dos componentes flexíveis terá como consequência a geração de calor de acordo com a amplitude e frequência de deformação.

Objetivando constatar de fato o desalinhamento por técnica alternativa a medição a laser, foram obtidas imagens termográficas do sistema desalinhado DP3 10 minutos de operação contínua na condição, cujo resultado é apresentado na Figura 28.

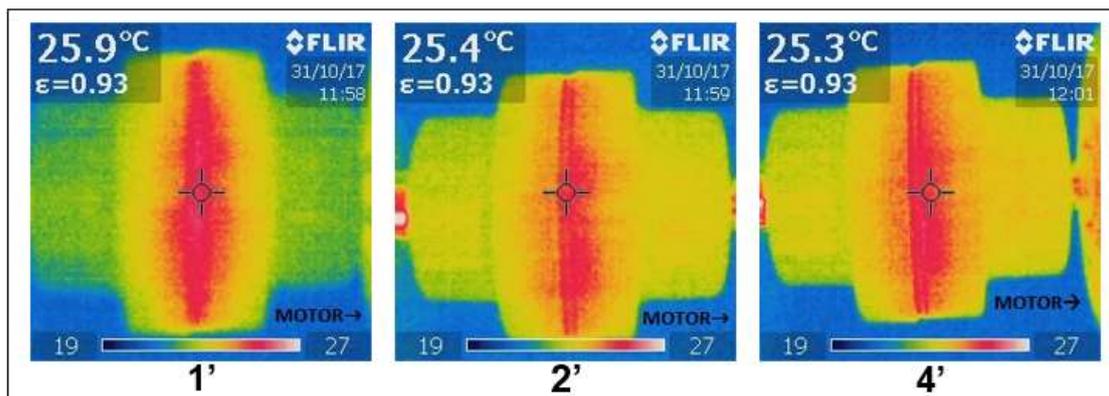
Figura 26 - Inspeção termográfica do equipamento - DP3 após 10 minutos

Fonte: Autoria própria

Piotrowski (2006), assim como Pacholok (2004) atentam para a coleta da imagem térmica após o desalinhamento. Embora se saiba que o desalinhamento promoverá a geração de calor, se alongado o tempo de operação tem-se a transferência de calor do motor para o acoplamento por condução térmica. Pacholok (2004) orienta que para caracterizar o desalinhamento por termografia, deve-se coletar a imagem quando ainda se observa a ruptura do gradiente térmico entre o eixo do motor e o cubo do acoplamento.

De forma visual, com auxílio da Figura 29, pode-se constatar que existe a dissipação de energia na forma de calor no acoplamento, quando imposto um desalinhamento já no primeiro minuto de operação. Passado o tempo em condição de funcionamento, o acoplamento tende a entrar em equilíbrio térmico com o conjunto acionador. Portanto, por técnica complementar comprova-se a introdução do defeito de desalinhamento no equipamento.

Figura 27 - Inspeção termográfica do equipamento - DP3



Fonte: Autoria própria

4.6 FORMAÇÃO DE INDICADORES

Coletados os sinais dinâmicos através do software de processamento dBFA32, os mesmos foram registrados e salvos em arquivo digital de texto sem formatação <txt>. Tal arquivo, subdivide as informações experimentais mensuradas no domínio do tempo e também da frequência em modo vetorial.

Objetivando a posterior análise no domínio do tempo e da frequência de modo individualizado, fez-se necessário redigir uma rotina de cálculo em um software de processamento matemático, neste caso o Scilab. O rotina de cálculo empregado retorna as variáveis expostas na sequência de modo automatizado:

1. Indicadores no domínio do tempo
 - a. Valor Eficaz (RMS)
 - b. Valor Médio
 - c. Fator de Forma
 - d. Fator de Crista
 - e. Amplitude de Pico a Pico
 - f. Curtose
2. Indicadores no domínio da frequência
 - a. Amplitude nas frequências 1x, 2x, 3x e 5x

Com propósito de realizar uma avaliação comparativa global entre os resultados experimentais, posteriormente ao levantamento, todas os resultados foram agrupados em uma planilha de dados, apresentados no Apêndice A.

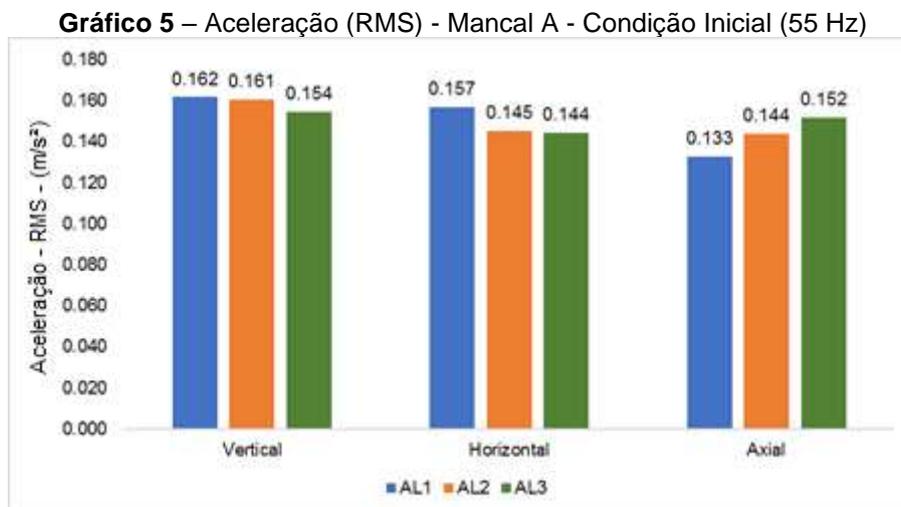
4.7 RESULTADOS NO DOMÍNIO DO TEMPO

Tomado como referência a excitação do motor elétrico com frequência de 55 Hz, o indicador de condição do equipamento no domínio do tempo observado com maior confiança foi o Valor Eficaz Global (RMS). Tal escolha se fundamenta na utilização de todo o sinal no domínio do tempo para a formação de um valor global. As leituras de Fator de Forma, Fator de Crista e Amplitude de pico não apresentaram valores relevantes que demonstrem correlação com a condição de desalinhamento.

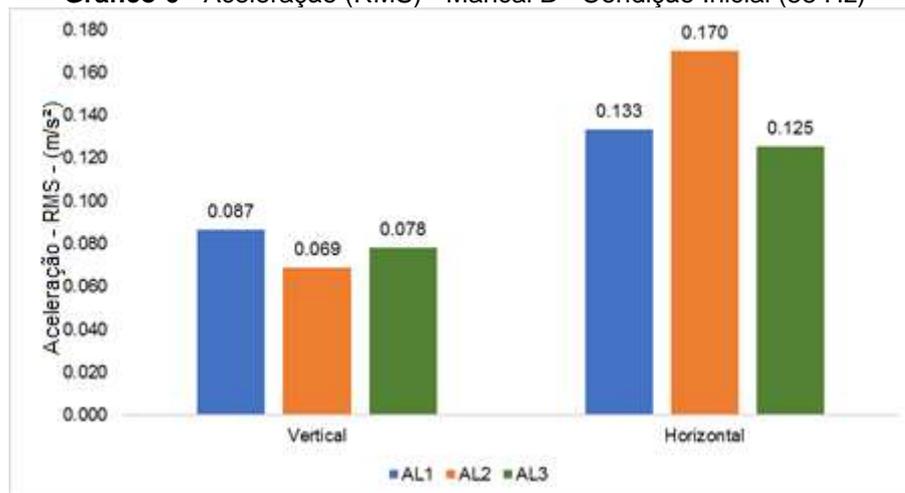
Sabe-se que, quando bem dimensionado um equipamento tende a ter baixos níveis de vibração. De modo similar, quando o mesmo se encontra livre de avarias mecânicas, o indicador de Valor Eficaz (RMS) necessariamente apresentará valores inferiores aos demais quando comparado a algum defeito conhecido imputado.

4.7.1 – Condição Inicial de Alinhamento

De acordo com os Gráficos 5 e 6, nota-se pequena variação dos indicadores formados no domínio do tempo entre as três condições de alinhamento (AL1, AL2 e AL3) em todas as direções verificadas. Nota-se também que a condição de alinhamento AL3 apresenta os menores valores de vibração global. Portanto, os indicadores do experimento relatado serão tomados como referência para os demais comparativos.



Fonte: Autoria própria

Gráfico 6 - Aceleração (RMS) - Mancal B - Condição Inicial (55 Hz)

Fonte: Autoria própria

Vale ponderar que, mesmo realizado todo o procedimento de verificação da condição do equipamento e substituição de parte dos componentes o aparecimento de amplitudes de vibração pode estar associado a falhas não contempladas na verificação, tais como: ruídos elétricos, vibrações oriundas do ambiente ou até mesmo por falhas de montagem e defeitos geométricos dos elementos mecânicos que compõe a bancada.

Quando comparadas as amplitudes verticais apresentadas para os Mancais A e B, nota-se valores superiores no Mancal A. Reitera-se por análise de vibração a ocorrência de alguma avaria de montagem já identificada na termografia apresentada.

4.7.2 – Desalinhamento Paralelo

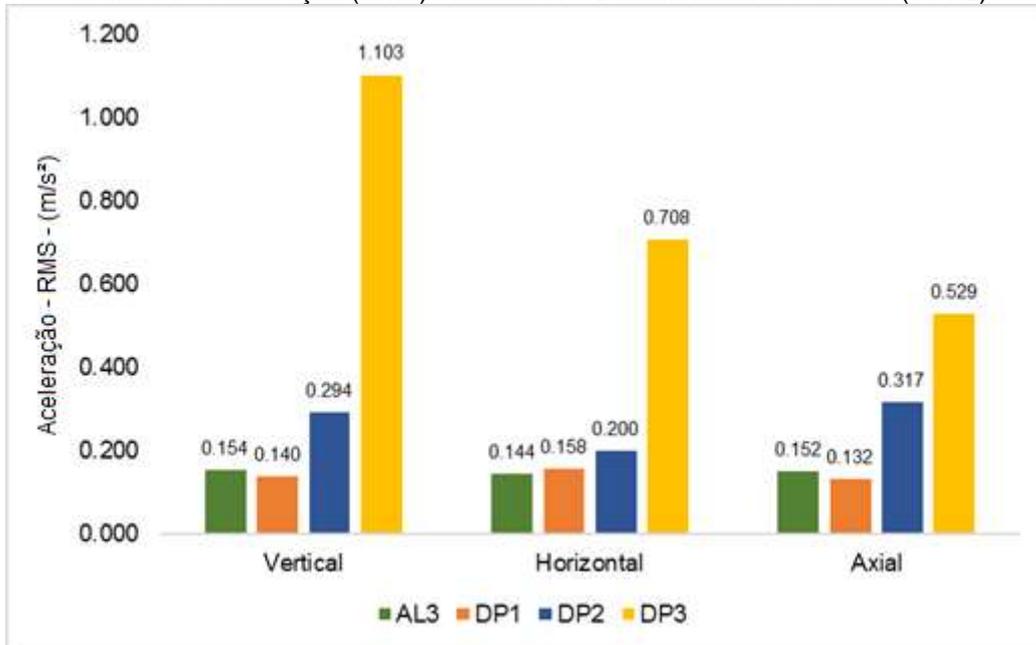
Impostas as três condições de desalinhamento paralelo sugeridas, sabe-se que os indicadores de vibração com maior impacto serão os coletados nas direções radiais. Como se observa no Gráfico 7, a afirmação é confirmada através dos experimentos realizados.

Ressalta-se que a condição de desalinhamento DP1 não apresenta acréscimo quando comparado com a condição de alinhamento (AL3), seja para o Mancal A, ou para o Mancal B como se exibe no Gráfico 8.

Quando observada a tolerância ao desalinhamento paralelo informada por fabricantes de acoplamentos flexíveis com forma construtiva similar, nota-se que a faixa de desalinhamento empregada se encontra abaixo da tolerância máxima

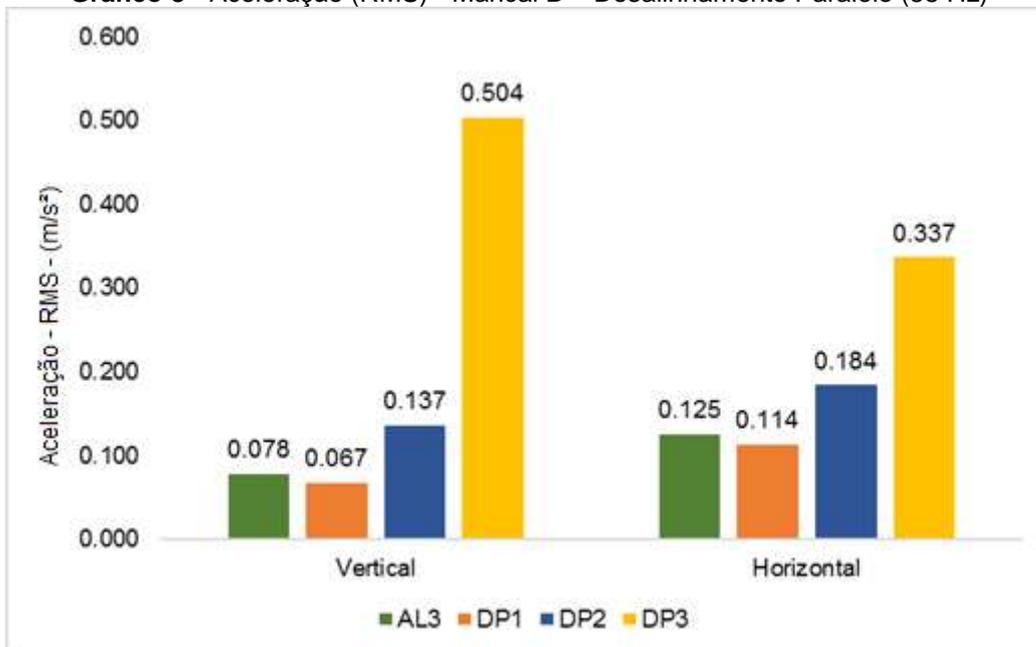
de desalinhamento paralelo do mesmo (até 0,5 mm). Aproximando-se do intervalo de tolerância, tem-se o aumento crescente dos níveis de vibração para DP2 e DP3.

Gráfico 7 - Aceleração (RMS) - Mancal A – Desalinhamento Paralelo (55 Hz)



Fonte: Autoria própria

Gráfico 8 - Aceleração (RMS) - Mancal B – Desalinhamento Paralelo (55 Hz)



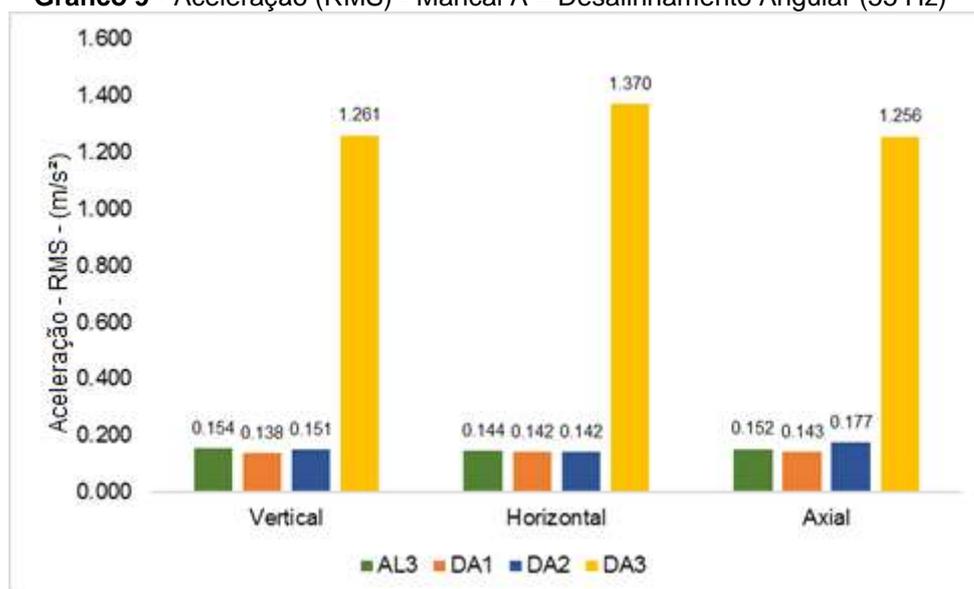
Fonte: Autoria própria

4.7.3 – Desalinhamento Angular

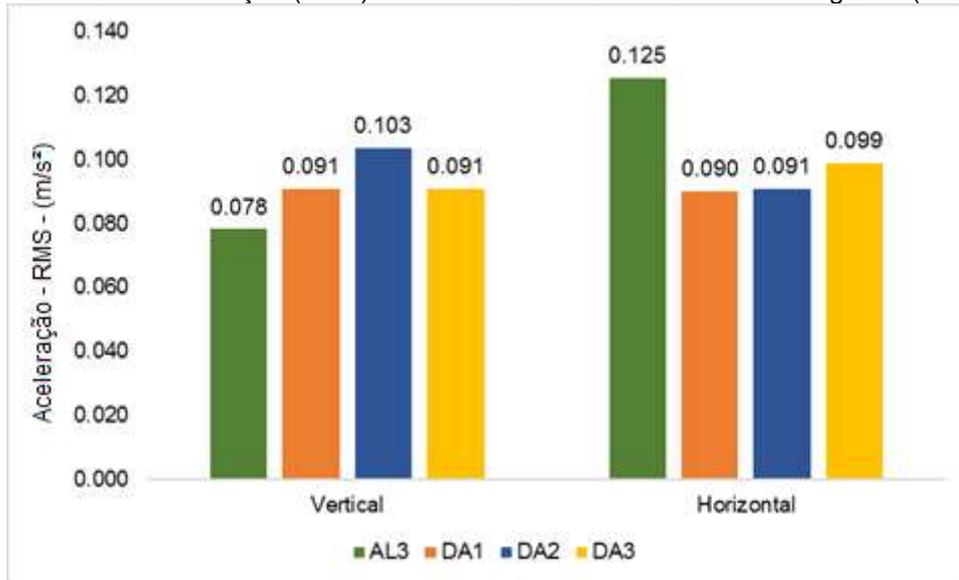
Uma vez que a tolerância oferecida pelo acoplamento flexível ao desalinhamento angular (2,6 /100 mm) é ainda maior que ao desalinhamento paralelo. No Gráficos 9, nota-se alteração significativa somente na condição de desalinhamento DP3.

No entanto, não se tem o resultado esperado de maior influência na direção axial. Dessa forma, supõe-se que exista a presença de alguma proporção de desalinhamento paralelo somado à condição. Apenas as avaliações no domínio da frequência serão suficientes para identificar a origem da vibração, seja ela fruto de desalinhamento ou então de alguma avaria prévia do conjunto mecânico.

Gráfico 9 - Aceleração (RMS) - Mancal A – Desalinhamento Angular (55 Hz)



Fonte: Autoria própria

Gráfico 10 - Aceleração (RMS) - Mancais B – Desalinhamento Angular (55Hz)

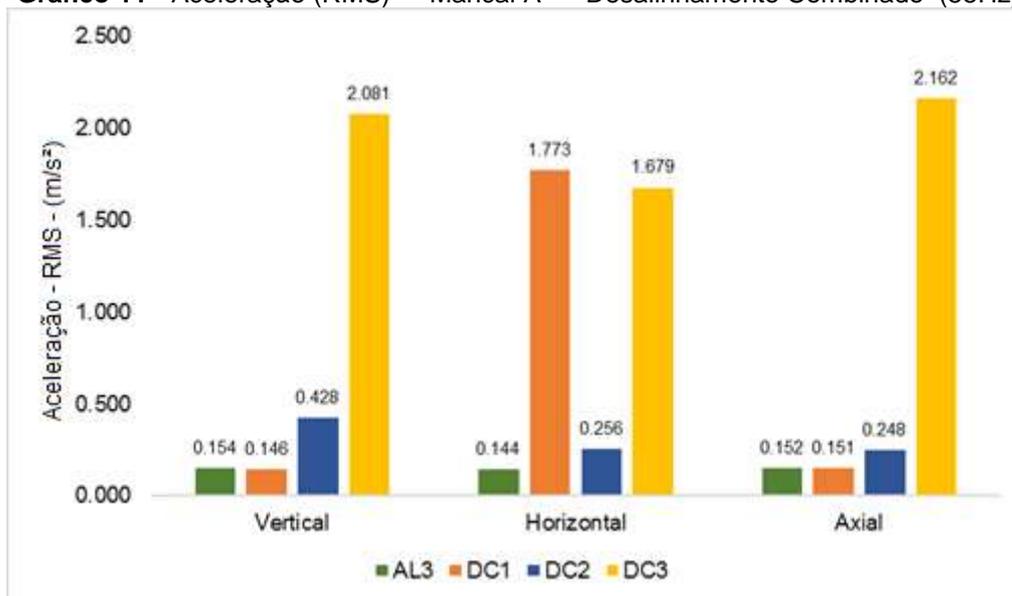
Fonte: Autoria própria

Já para o Mancais B, se examina no Gráfico 10 níveis de vibração muito próximos da condição de alinhamento. Tal resultado sugere que a fração de vibrações oriundas de problemas pré-existentes no conjunto seja dominante frente à condição de desalinhamento angular nas direções vertical e horizontal.

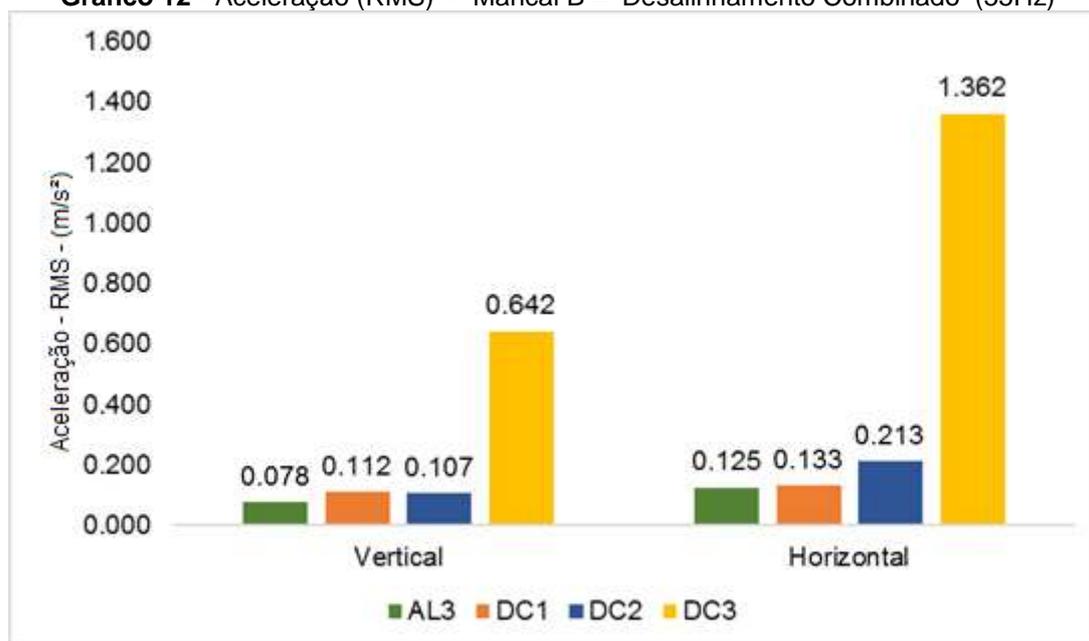
4.7.4 – Desalinhamento Combinado

Implantado o defeito de desalinhamento combinado, torna-se notório através dos Gráficos 11 e 12 o aumento crescente do valor global de vibração de acordo com o agravamento do defeito. Com maior destaque, encontra-se o DC3 cujo resultado é cerca de 5 vezes superior à condição de alinhamento (AL3).

Mais uma vez, lança-se maior atenção a posterior análise no domínio da frequência. Um dos fatores que pode ter agravado em tamanha quantidade os níveis de vibração é a associação de defeitos a partir da severidade da vibração. Dentre esses defeitos associados, pode-se citar a movimentação das bases do motor assim como dos mancais empregados.

Gráfico 11 - Aceleração (RMS) - Mancal A – Desalinhamento Combinado (55Hz)

Fonte: Autoria própria

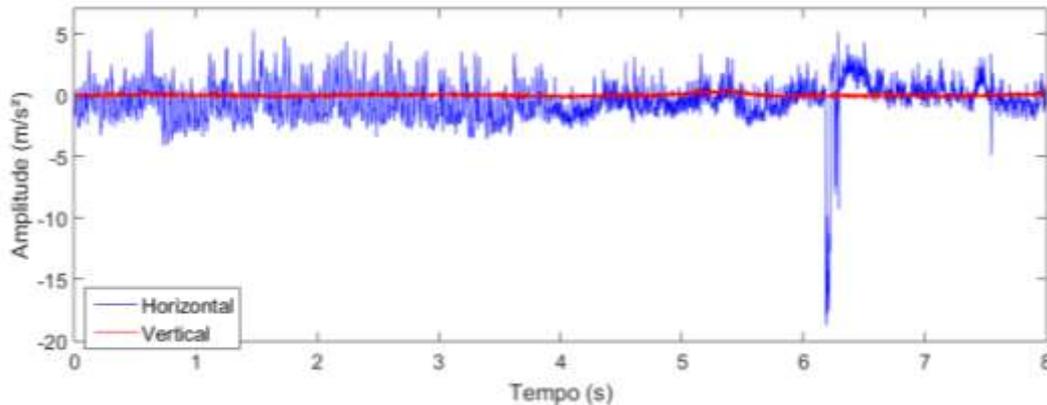
Gráfico 12 - Aceleração (RMS) - Mancal B – Desalinhamento Combinado (55Hz)

Fonte: Autoria própria

Visualmente, identifica-se como valor com maior divergência a amplitude global obtida para a condição DC1 na direção horizontal no Gráfico 9. Quando comparado os sinais obtidos no tempo para as direções radiais (vertical e horizontal), com auxílio do Gráfico 13, verifica-se a coleta de uma amplitude muito superior ao esperado na direção horizontal. De acordo com Arato Junior (2004), a presença de amplitudes de vibração que existam apenas em um espaço limitado de tempo caracteriza um sinal transitório. Outra potencial causa

pode ser uma falha na conexão do acelerômetro. Dessa forma, serão desconsideradas as medidas tomadas na direção horizontal do Mancal A no experimento DC1.

Gráfico 13 - Mancal A – DC1 – Sinal no Domínio do Tempo (55Hz)



Fonte: Autoria própria

4.8 RESULTADOS NO DOMÍNIO DA FREQUÊNCIA

De modo similar aos resultados no domínio do tempo, com auxílio do software dBFA32 os mesmos experimentos foram também explorados no domínio da frequência com a aplicação da FFT conforme os parâmetros de coleta e processamento definidos. Vale ressaltar que todos os resultados no domínio da frequência utilizam o Valor Eficaz (RMS) obtido a partir da média de 5 medidas. Dessa forma, são restringidas as vibrações com picos aleatórios e convergidas as vibrações com repetitividade em alguma frequência, oferecendo assim maior confiabilidade.

4.8.1 – Condição Inicial - Alinhado

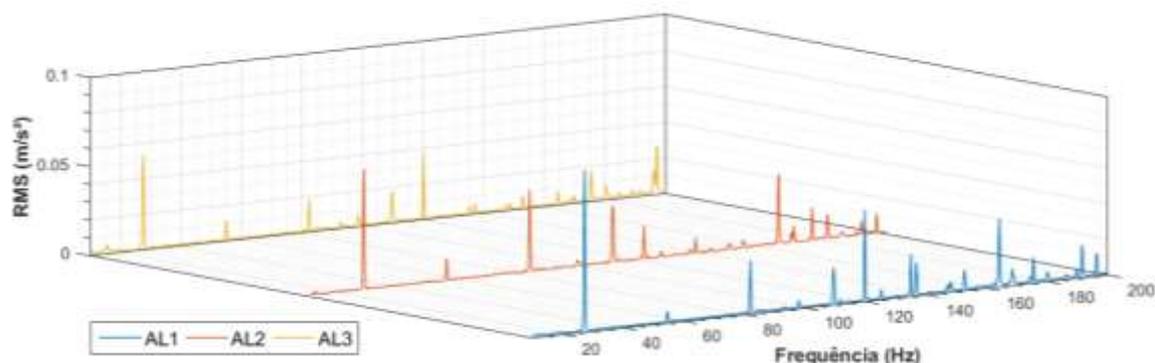
Uma vez que as condições de alinhamento foram estabelecidas dentro das tolerâncias para a velocidade angular empregada, espera-se um baixo nível de vibração nas frequências de interesse ao desalinhamento (1x, 2x, 3x, 4x, 5x, 6x).

No entanto, como já abordado, o equipamento pode ser influenciado por uma série de vibrações e ruídos, dentre elas: desbalanceamento, eixo fletido,

vibrações originadas pelo atrito, de origem elétrica entre outros. Esses defeitos podem coincidir na ocorrência das frequências de interesse ao desalinhamento.

Dessa forma, na análise de condição inicial de alinhamento espera-se também identificar possíveis falhas que estarão presentes em todos experimentos, uma vez que o conjunto movido não teve sua montagem alterada durante a execução das medições.

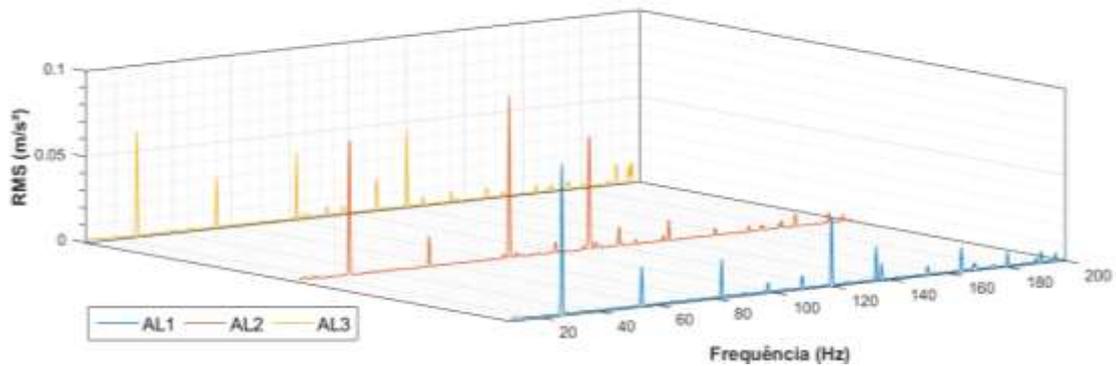
Gráfico 14 - Multiespectro - Mancal A - Horizontal - 55Hz



Fonte: Autoria própria

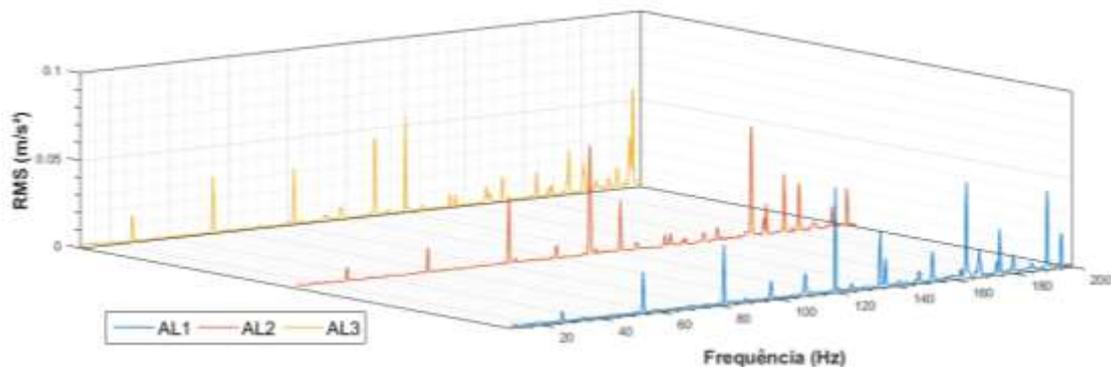
De acordo com Scheffer (2004) e Arato Junior, a predominância da amplitude na frequência de rotação de giro (27,5 Hz) na direção radial é interpretada como desbalanceamento de massa. Como nota-se nos Gráficos 14 e 15, em ambos os mancais na direção radial tal pico é apresentado para todas as condições de alinhamento.

Quanto aos demais picos apresentados, observa-se também a reincidência do pico apresentado em 4x (110 Hz) a frequência de rotação. Segundo Scheffer (2004), quando empregado um motor de indução trifásico de 4 polos a frequência correspondente a 4x representa a frequência de passagem de polos.

Gráfico 15 - Multiespectro - Mancal B - Horizontal - 55Hz

Fonte: Autoria própria

Por meio da observação geral dos espectros da condição de alinhamento para o Mancal A e para o Mancal B, para a direção radial a condição de alinhamento AL3 será tomada como base para as análises seguintes. A escolha de AL3 como base justifica-se por apresentar como picos significantes apenas os que repetiram em todas as condições de alinhamento.

Gráfico 16 - Multiespectro - Mancal A - Axial - 55Hz

Fonte: Autoria própria

Já para a direção axial, nota-se através do Gráfico 16 a predominância da amplitude de vibração na frequência de 2x a rotação do eixo. Segundo Scheffer (2004) quando existe a dominância da amplitude de 2x a frequência de rotação tem-se a ocorrência de um eixo curvado na extremidade do mesmo. Como já identificado inicialmente na etapa de montagem e verificação do equipamento, de fato foi constatada excentricidade nas extremidades do eixo empregado, possivelmente devido a curvatura existente no semieixo.

Ainda observando os espectros na direção axial, é visível a ocorrência de um pico na frequência de 3x a rotação do eixo. Scheffer (2004) afirma que a ocorrência de picos em 1x, 2x e 3x está atrelado a montagem do rolamento de forma desalinhada. Embora sejam realizadas uma série de alinhamentos no acoplamento, a ocorrência dos picos é reincidente nas frequências apontadas. Novamente, explica-se o aquecimento visualizado no Mancal A na análise termográfica realizada previamente.

Novamente, é observada a ocorrência do pico em 4x a rotação do conjunto (110 Hz), mais uma vez associada a frequência de passagem dos polos.

Para a direção axial, a condição de alinhamento assumida com melhores resultados foi a AL2. Portanto, a condição AL2 será tomada como base nos comparativos posteriores do estudo.

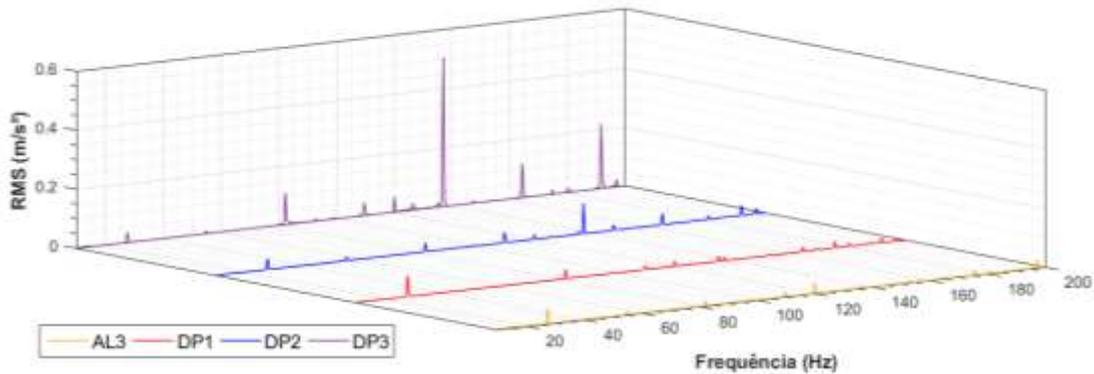
4.8.2 – Desalinhamento Paralelo

Conforme as referências sintetizadas no referencial teórico, é de comum consenso de que a ocorrência de desalinhamento paralelo ofereça amplitudes predominantes em 2x a rotação na direção radial do mancal de rolamento.

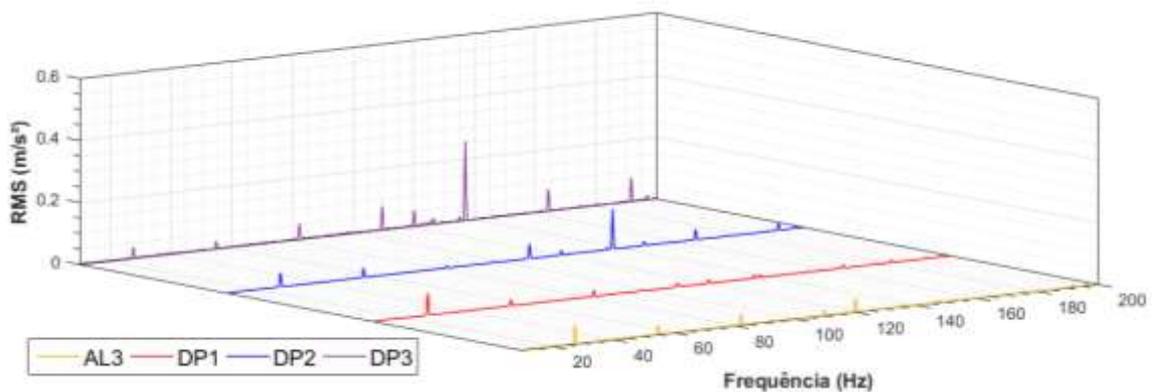
Porém, observando os Gráficos 17 e 18 os experimentos realizados não exibem valores com alteração significativa nas harmônicas relacionadas em ambos os mancais analisados.

De acordo com Piotrowski (2006), o modelo do acoplamento empregado oferece também espectros de vibração diferenciados de acordo com a construção característica. Em um estudo similar, para o acoplamento “Jaw coupling” é exibido a maior amplitude de vibração em múltiplos do número de dentes do acoplamento elástico empregado.

Partindo dessa comparação, utilizando como base a análise de frequências de engrenagens proposta por Arato Junior (2004), tem-se como uma frequência de interesse a velocidade angular do eixo multiplicada ao número de dentes da mesma. Tendo o acoplamento flexível 5 dentes no elemento elástico alojado, observa-se a frequência de 137 Hz (5x).

Gráfico 17 - Multiespectro - Mancal A - Horizontal - 55Hz

Fonte: Autoria própria

Gráfico 18 - Multiespectro - Mancal B - Horizontal - 55Hz

Fonte: Autoria própria

Em todos os casos apresentados na direção radial, de fato a maior alteração é observada é em 5x a rotação do eixo quando agravada a condição de desalinhamento. Quando comparada a intensidade de vibração em 5x, as amplitudes oferecidas no mancal mais próximo do motor apresentam valores inferiores aos resultados do Mancal A.

4.8.3 – Desalinhamento Angular

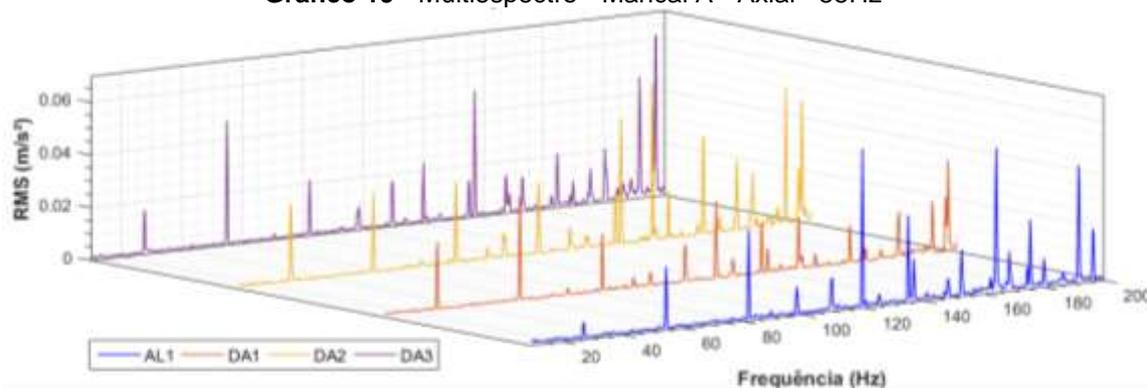
Tratando-se de desalinhamento angular, a partir da revisão teórica realizada previamente espera-se obter valores significativos de alteração de amplitude nas frequências 1x, 2x e 3x na direção axial. Scheffer (2004) afirma que as maiores amplitudes de vibração devem ocorrer em 1x, porém não descarta a possibilidade de 2x e 3x dominar o espectro.

Através da observação dos Gráficos 19 e 20, nota-se o aumento das amplitudes 1x e 2x. Porém, quando comparado ao desalinhamento paralelo tem-

se menores diferenças de resultado que possibilitem afirmar a ocorrência de desalinhamento.

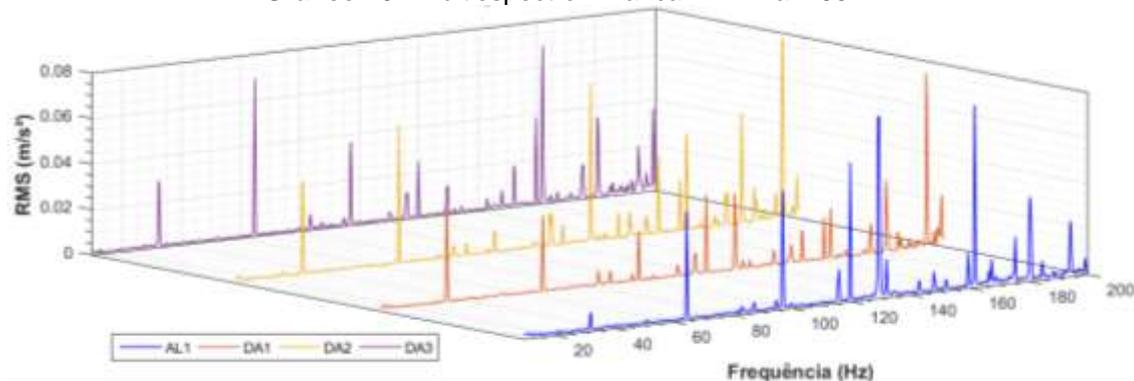
Verificadas as amplitudes apresentadas no espectro, pode-se presumir que a rigidez da bancada na direção axial seja superior a direção radial, uma vez que mesmo quando aumentada a velocidade angular não se nota significativo crescimento das amplitudes nas frequências de interesse.

Gráfico 19 - Multiespectro - Mancal A - Axial - 55Hz



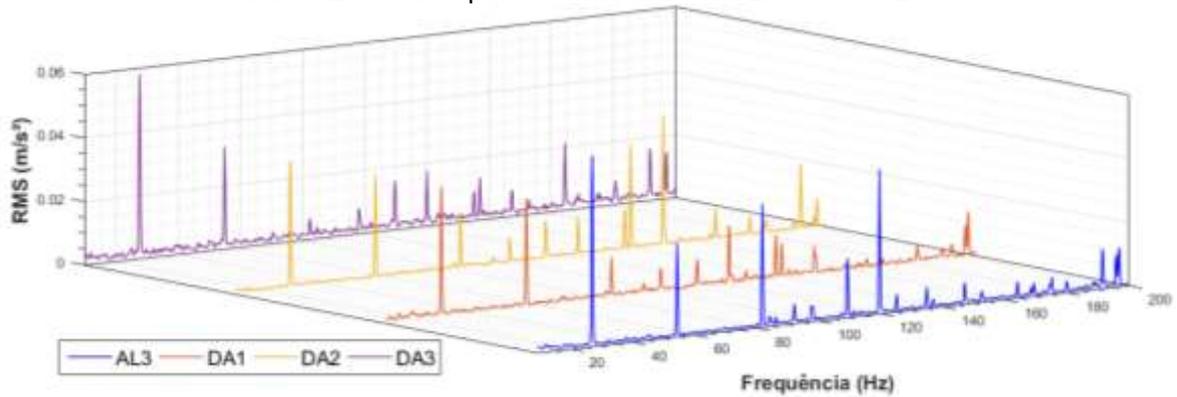
Fonte: Autoria própria

Gráfico 20 - Multiespectro - Mancal A - Axial - 65Hz



Fonte: Autoria própria

Ou então, como já verificado na análise de resultados no domínio do tempo de que o acoplamento empregado permite de fato maior desalinhamento angular. Com auxílio do Gráfico 21, pode-se observar de que a proposta de maior rigidez realizada anteriormente não se confirma. Pois, quando analisada as amplitudes na direção radial do Mancal B, tem-se também baixos níveis de vibração.

Gráfico 21 - Multiespectro - Mancal B - Horizontal - 55Hz

Fonte: Autoria própria

Portanto, para que seja possível observar e analisar desalinhamento angular na bancada utilizada deve-se empregar condições mais severas que ultrapassem os limites de tolerância do acoplamento. Ou então, substituir o modelo empregado por outro com características construtivas de menor tolerância angular (acoplamentos de engrenagem, por exemplo).

5 ANÁLISE DOS RESULTADOS

Realizados os experimentos e processados os dados, aos olhos da análise de vibração no domínio do tempo os resultados concordam o posicionamento de Rao (2008) quanto baixa confiança na utilização de amplitudes de pico. Verificados os indicadores de Fator de Forma, Fator de Crista e Amplitude de Pico, nenhum desses apresentou correlação significativa a introdução ou avanço dos desalinhamentos.

Quanto as afirmações de Nepomuceno (1989) de que a análise de resultados no domínio do tempo não oferece informações suficientes para determinação da causa, para a falha de desalinhamento não se pode verificar correlação quantitativa entre o agravamento do desalinhamento e o reflexo da falha nos indicadores no domínio do tempo. Concordando assim a afirmação do autor. Porém, quando utilizada técnica complementar, como a termografia, torna-se uma ferramenta pertinente para posteriores análise comparativas.

Ainda no domínio do tempo, não foram constatadas relações matemáticas entre a ocorrência de desalinhamento, e seu agravamento, e a ferramenta estatística do momento de quarta ordem, curtose, proposto por Santander (2014) para outras avarias em defeitos de rolamentos.

Buscando a validação da ocorrência de desalinhamento por técnica complementar, seguidas as recomendações dos autores em questão quanto a termografia como ferramenta para identificação da avaria, obteve-se resultado concordante com Pacholok (2004) e Piotrowski (2006).

Já no domínio da frequência, a partir da observação simultânea do espectro de vibração e da técnica de termografia, fez-se possível confirmar uma falha de montagem existente no Mancal A, convergindo na íntegra as afirmações de Scheffer (2004) quanto ao desalinhamento de rolamentos em sua montagem com o eixo.

Quanto a observação dos defeitos de desalinhamento paralelo no domínio da frequência, foram identificadas pequenas alterações no resultados nas frequências 1x, 2x 3x propostas por Affonso (2002), Arato Junior (2004), Arco-Verde (2008) e Nepomuceno (1989). Porém os resultados mais se aproximam aos expostos por Piotrowski (2006) para um acoplamento com concepção construtiva similar. Complementarmente, considerando as afirmações de Arato

Junior (2004), pode-se verificar que quando ampliado o defeito de desalinhamento paralelo, este impacta em maiores amplitudes de vibração na frequência que representa o número de dentes do acoplamento. De modo análogo a análise de uma engrenagem segundo Arato Junior (2004).

Para a falha de desalinhamento angular, devido a elevada tolerância de desalinhamento do acoplamento utilizado, não foram identificadas alterações significativas nos espectros que pudessem comprovar ou refutar as afirmações de Affonso (2002), Arato Junior (2004), Arco-Verde (2008) e Nepomuceno (1989) utilizadas no estudo. Quando comparado ao estudo realizado por Szymon e Pieta (2011) realizado na mesma bancada, tem-se resultado muito semelhante as baixas amplitudes provenientes de desalinhamento angular. Portanto, as análises de desalinhamento combinado foram desconsideradas pois foram empregadas as mesmas faixas de desalinhamento para o desalinhamento angular.

6 CONCLUSÃO

6.1 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O desenvolvimento do presente trabalho possibilitou revisar, aplicar técnicas de manutenção preditiva por análise de vibração e analisar sua sensibilidade para diagnóstico da avaria de desalinhamento em uma máquina rotativa típica, portadora do defeito. Embora realizado em uma bancada experimental de elevada rigidez, pode-se constatar se de fato as tolerâncias de desalinhamento oferecidas pelos fabricantes de acoplamentos flexíveis são apreciáveis em condições de aplicação industrial similar.

Como pressuposto, o desalinhamento dificilmente ocorre em um equipamento de forma isolada. Fez-se então necessária uma avaliação complementar de avarias do sistema, utilizando de forma conjunta a análise de vibrações e também a observação de imagens termográficas.

Tomados os resultados no domínio do tempo, para o defeito de desalinhamento paralelo nota-se que o indicador de Valor Eficaz de vibração (RMS) tem impacto proporcional de acordo com o avanço da avaria conhecida no equipamento. Através da análise de indicadores formados por valores de amplitude de pico não se constata uma ferramenta eficiente com correlação direta que permita afirmar a ocorrência de desalinhamento. Pode-se justificar a baixa confiabilidade devido a influência direta de ruídos que possam ocorrer durante o processo de medição. Já para o defeito de desalinhamento angular, se observa que o acoplamento empregado cumpre de fato a operação nas condições do intervalo de tolerância ao desalinhamento, pois se verifica baixo impacto nos resultados quando comparado a condição de alinhamento.

Embora abordado na bibliografia nacional apenas um espectro típico de desalinhamento para acoplamentos flexíveis, não foram identificados pontos condizentes em sua totalidade na análise dos resultados obtidos no domínio da frequência. Como contribuição de maior relevância tem-se a identificação de que o modelo de acoplamento utilizado oferecerá um espectro de vibração relacionado a sua forma construtiva quando posto em condição de desalinhamento. Constata-se, portanto, que para o modelo empregado de acoplamento flexível na bancada experimental a frequência a ser observada no

espectro tem relação direta com o número de dentes do elemento elástico alojado no acoplamento, de forma similar a uma engrenagem.

6.2 PROPOSIÇÃO PARA NOVOS TRABALHOS

Através das pesquisas realizadas e das medições executadas no desenvolvimento do trabalho, pode-se sugerir alguns tópicos a serem desenvolvidos em trabalhos futuros:

1. Realizar os ensaios e medições descritos com diferentes acoplamentos de menor tolerância a fim de constatar uma gama de espectros de desalinhamento para cada condição construtiva.
2. Avançar o estudo de diagnóstico de desalinhamento com a medição e análise de fase.

REFERÊNCIAS

- ABNT NBR 5462. Confiabilidade e manutenibilidade. **Associação Brasileira De Normas Técnicas**, 1994. n. 1, p. 37.
- AFFONSO, L. O. A. **Equipamentos mecânicos: análise de falhas e solução de problemas**. Rio de Janeiro-RJ: Qualitymark: Petrobras, 2002.
- ANTONIOLLI, E. B. **Estudo comparativo de técnicas de medição e análise de vibrações para a manutenção preditiva em mancais de rolamentos**. Florianópolis-SC: Universidade Federal de Santa Catarina, 1999.
- ARATO JUNIOR, A. **Manutenção Preditiva : Usando Análise de Vibrações**. 1. ed. Barueri-SP: Manole, 2004.
- ARCO-VERDE, M. M. **Identificação de Falhas em Sistemas Rotativos Empregando Técnicas Não-lineares**. Rio de Janeiro-RJ: Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2008.
- CABRAL, JULIANO C. SILVA; BRASIL, KRUG MARLON; SILVA, MARCELO C.; GOMES, C. H. Efeitos do desalinhamento em transmissão de potência motor-bomba. Ilha Solteira, SP: **XII Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica**, 2005. p. 2.
- EISENMANN, ROBERT C.; EISENMANN, R. C. J. **Machinery Malfunction Diagnosis and Correction**. 1. ed. [S.l.]: Prentice Hall, 1997.
- FACHIN, O. **Fundamentos de metodologia**. 3ª ed. São Paulo, SP: Saraiva, 2001.
- LAGO, D. F. Manutenção preditiva de um redutor usando análise de vibrações e de partículas de desgaste. Uberlândia-MG: **16º Simpósio de Pós Graduação em Engenharia Mecânica**, 2006. p. 10.
- _____. **Manutenção de redutores de velocidade pela integração das técnicas preditivas de análise de vibrações e análise de óleo lubrificante**. Ilha Solteira, SP: Universidade Estadual Paulista, 2007.
- LIMA, I. A. M. **Proposição de uma bancada didática para análise de vibração gerada por desalinhamento e desbalanceamento**. Brasília-DF: Universidade Federal de Brasília, 2013.
- LIMA, N. N. C. **Manutenção preditiva: um estudo sobre detecção de falhas em engrenagens através de medições e análise de sinais de vibração**. Florianópolis-SC: Universidade Federal de Santa Catarina, 1985.

MARÇAL, R.; SUSIN, A. Detectando Falhas Incipientes Em Máquinas Rotativas. **Revista Gestão Industrial**, 2005. v. 1, n. 21, p. 83–92.

MENNA, A. R. **Detecção de falhas em mancais de rolamento por análise de vibrações em banda larga: um caso prático de aplicação em uma população de equipamentos rotativos**. Porto Alegre, RS: Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2007.

METALFLEX. **Acoplamentos Metalflex**. São Paulo, SP: [s.n.], 2014.

NEPOMUCENO, L. X. **Técnicas de Manutenção Preditiva**. 1ª ed. São Paulo, SP: E. Blucher, 1989.

NICHTERWITZ, M. P. **Estudo comparativo entre os métodos do valor de pico (Peakvue) e da demodulação de sinais de vibração (Envelope) na previsão de falhas em rolamentos**. Porto Alegre-RS: Universidade Federal do Rio grande do Sul, 2013.

NICOLINI, ADEMIR; ROST, EDVAN; COLLA, F. **Bancada para ensaios e detecção de defeitos localizados em rolamentos**. Pato Branco, PR: Centro Federal de Educação Tecnológica do Paraná, 2003.

PACHOLOK, M. **Uso da termografia para avaliação do desalinhamento de eixos de máquinas rotativas: uma ferramenta auxiliar a análise de vibrações**. [S.I.]: Pontifícia Universidade Católica do Paraná, 2004.

PIOTROWSKI, J. **Shaft alignment handbook**. 3 ed ed. New York: Taylor & Francis Group, 2006.

PRUFTECHNIK. **A Practical Guide to Shaft Alignment**. 4ª ed. [S.I.]: LUDECA Inc., 2002.

RAO, S. S. **Vibrações Mecânicas**. 4ª ed. São Paulo, SP: Personal Prentice Hall, 2008.

SANTANDER, E. J. O. **Aplicação de curtose espectral na identificação de falhas em mancais de rolamento**. Rio de Janeiro-RJ: Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2014.

SCHEFFER, C. **Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance**. 1 ed ed. Oxford: Elsevier, 2004.

SILVA, D. A. Da. **Diagnóstico de Equipamentos de Propulsão Naval Através de Análise de Vibração**. Rio de Janeiro-RJ: Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2006.

SOUZA, R. Q. **Metodologia e desenvolvimento de um sistema de**

manutenção preditiva visando à melhoria da confiabilidade de ativos de usinas hidrelétricas. [S.l.]: Universidade de Brasília, 2008.

SZYMON, ALEX; PIETA, F. **Bancada didática de alinhamento de máquinas rotativas.** Pato Branco, PR: Universidade Tecnológica Federal do Paraná, 2011.

YA'CUBSOHN, R. V. El. **Diagnostico de fallas por análisis vibratorio.** São Paulo, SP: Die Techik Ltda., 1983.

APÊNDICE A – RESULTADOS

Condição	Mancal	Direção	Freq (Hz)	1x	2x	3x	5x	XRMS	Xmédio	Fforma	PicoPico	Fcrista	Curtose
AL1	A	AXIAL	55 Hz	0.007	0.024	0.034	0.016	0.133	0.107	1.247	0.857	3.633	2.786
AL1	A	HORIZONTAL	55 Hz	0.091	0.006	0.030	0.019	0.157	0.129	1.220	0.896	3.226	2.544
AL1	A	VERTICAL	55 Hz	0.004	0.003	0.050	0.028	0.162	0.131	1.239	1.221	4.047	2.833
AL1	A	VERTICAL	60 Hz	0.006	0.012	0.122	0.004	0.202	0.164	1.230	1.183	3.051	2.571
AL1	A	HORIZONTAL	60 Hz	0.037	0.019	0.072	0.029	0.154	0.125	1.237	0.843	3.163	2.784
AL1	A	AXIAL	60 Hz	0.013	0.031	0.058	0.032	0.161	0.130	1.242	0.973	3.085	2.786
AL1	A	VERTICAL	65 Hz	0.004	0.024	0.082	0.008	0.239	0.193	1.237	1.461	3.078	2.700
AL1	A	HORIZONTAL	65 Hz	0.023	0.025	0.044	0.062	0.169	0.135	1.251	1.015	3.247	2.700
AL1	A	AXIAL	65 Hz	0.008	0.048	0.052	0.085	0.243	0.194	1.249	1.490	3.272	2.803
AL1	B	VERTICAL	55 Hz	0.008	0.023	0.002	0.003	0.087	0.070	1.241	0.586	3.604	2.845
AL1	B	HORIZONTAL	55 Hz	0.089	0.024	0.023	0.010	0.133	0.109	1.223	0.666	2.949	2.204
AL1	B	VERTICAL	60 Hz	0.006	0.030	0.012	0.001	0.097	0.079	1.233	0.606	3.199	2.691
AL1	B	HORIZONTAL	60 Hz	0.044	0.020	0.081	0.003	0.137	0.112	1.229	0.670	2.926	2.395
AL1	B	VERTICAL	65 Hz	0.002	0.037	0.012	0.003	0.086	0.069	1.240	0.595	3.727	2.787
AL1	B	HORIZONTAL	65 Hz	0.031	0.035	0.053	0.007	0.158	0.130	1.218	0.850	2.857	2.755
AL2	A	VERTICAL	55 Hz	0.010	0.008	0.087	0.024	0.161	0.132	1.222	0.904	2.814	2.572
AL2	A	HORIZONTAL	55 Hz	0.068	0.013	0.047	0.010	0.145	0.114	1.277	0.788	3.410	2.820
AL2	A	AXIAL	55 Hz	0.009	0.015	0.039	0.008	0.144	0.116	1.243	0.898	3.199	2.764
AL2	A	VERTICAL	60 Hz	0.006	0.003	0.179	0.011	0.244	0.198	1.228	1.367	2.946	2.462
AL2	A	HORIZONTAL	60 Hz	0.029	0.013	0.088	0.020	0.166	0.134	1.241	0.926	2.986	2.736
AL2	A	AXIAL	60 Hz	0.009	0.033	0.114	0.039	0.207	0.166	1.249	1.287	3.351	2.800
AL2	A	VERTICAL	65 Hz	0.006	0.005	0.122	0.012	0.189	0.153	1.237	1.194	3.448	2.697

AL2	A	HORIZONTAL	65 Hz	0.020	0.017	0.057	0.031	0.139	0.111	1.252	0.920	4.182	2.796
Condição	Mancal	Direção	Freq (Hz)	1x	2x	3x	5x	XRMS	Xmédio	Fforma	PicoPico	Fcrista	Curtose
AL2	A	AXIAL	65 Hz	0.010	0.035	0.081	0.059	0.159	0.127	1.255	1.063	3.524	3.065
AL2	B	VERTICAL	55 Hz	0.007	0.023	0.013	0.004	0.069	0.055	1.248	0.516	3.814	2.984
AL2	B	HORIZONTAL	55 Hz	0.079	0.019	0.095	0.013	0.170	0.142	1.201	0.951	3.306	2.591
AL2	B	VERTICAL	60 Hz	0.006	0.026	0.020	0.001	0.079	0.063	1.239	0.472	3.404	2.736
AL2	B	HORIZONTAL	60 Hz	0.036	0.015	0.095	0.012	0.140	0.107	1.305	0.707	3.302	2.718
AL2	B	VERTICAL	65 Hz	0.006	0.034	0.011	0.002	0.100	0.082	1.221	0.556	2.982	2.499
AL2	B	HORIZONTAL	65 Hz	0.026	0.032	0.053	0.012	0.115	0.091	1.256	0.667	3.789	2.891
AL3	A	VERTICAL	55 Hz	0.008	0.009	0.040	0.009	0.154	0.125	1.240	0.982	3.355	2.771
AL3	A	HORIZONTAL	55 Hz	0.053	0.012	0.018	0.006	0.144	0.116	1.241	0.932	3.448	2.898
AL3	A	AXIAL	55 Hz	0.016	0.033	0.032	0.007	0.152	0.121	1.253	1.000	3.451	2.955
AL3	A	VERTICAL	60 Hz	0.004	0.002	0.044	0.014	0.155	0.126	1.236	1.096	3.555	2.840
AL3	A	HORIZONTAL	60 Hz	0.031	0.013	0.030	0.005	0.172	0.138	1.240	1.034	3.318	2.710
AL3	A	AXIAL	60 Hz	0.027	0.047	0.005	0.008	0.172	0.137	1.259	1.196	3.736	3.027
AL3	A	VERTICAL	65 Hz	0.006	0.007	0.035	0.018	0.160	0.129	1.245	1.081	3.612	2.771
AL3	A	HORIZONTAL	65 Hz	0.020	0.023	0.025	0.007	0.149	0.121	1.228	1.050	3.737	2.929
AL3	A	AXIAL	65 Hz	0.036	0.071	0.009	0.006	0.208	0.165	1.259	1.447	3.928	3.100
AL3	B	VERTICAL	55 Hz	0.006	0.032	0.005	0.004	0.078	0.063	1.238	0.492	3.223	2.764
AL3	B	HORIZONTAL	55 Hz	0.062	0.030	0.039	0.002	0.125	0.098	1.278	0.757	3.374	3.010
AL3	B	VERTICAL	60 Hz	0.005	0.033	0.006	0.004	0.087	0.070	1.239	0.601	3.462	2.785
AL3	B	HORIZONTAL	60 Hz	0.040	0.035	0.030	0.002	0.134	0.109	1.227	0.811	3.779	2.665
AL3	B	VERTICAL	65 Hz	0.005	0.041	0.005	0.005	0.086	0.069	1.247	0.524	3.137	2.824
AL3	B	HORIZONTAL	65 Hz	0.032	0.046	0.022	0.006	0.117	0.095	1.227	0.689	3.532	2.832
DP1	A	VERTICAL	55 Hz	0.003	0.010	0.055	0.036	0.140	0.113	1.244	0.965	4.002	2.919
DP1	A	HORIZONTAL	55 Hz	0.072	0.003	0.033	0.014	0.158	0.128	1.232	0.946	3.726	2.609
DP1	A	AXIAL	55 Hz	0.003	0.008	0.017	0.043	0.132	0.105	1.261	0.958	3.785	3.125

DP1	A	VERTICAL	60 Hz	0.004	0.010	0.177	0.019	0.214	0.179	1.195	1.170	2.771	2.248
Condição	Mancal	Direção	Freq (Hz)	1x	2x	3x	5x	XRMS	Xmédio	Fforma	PicoPico	Fcrista	Curtose
DP1	A	HORIZONTAL	60 Hz	0.036	0.010	0.113	0.012	0.180	0.147	1.229	1.033	2.983	2.782
DP1	A	AXIAL	60 Hz	0.007	0.017	0.072	0.040	0.173	0.136	1.270	1.064	3.575	2.962
DP1	A	VERTICAL	65 Hz	0.003	0.002	0.095	0.015	0.161	0.131	1.228	1.082	3.482	2.642
DP1	A	HORIZONTAL	65 Hz	0.022	0.018	0.065	0.020	0.141	0.115	1.226	0.868	3.244	2.832
DP1	A	AXIAL	65 Hz	0.031	0.049	0.065	0.057	0.186	0.149	1.246	1.235	3.350	2.848
DP1	B	VERTICAL	55 Hz	0.009	0.023	0.004	0.003	0.067	0.054	1.244	0.503	4.760	2.944
DP1	B	HORIZONTAL	55 Hz	0.073	0.022	0.022	0.012	0.114	0.092	1.233	0.629	3.347	2.345
DP1	B	VERTICAL	60 Hz	0.005	0.026	0.013	0.003	0.066	0.054	1.229	0.409	3.371	2.779
DP1	B	HORIZONTAL	60 Hz	0.038	0.023	0.113	0.010	0.145	0.123	1.182	0.804	3.319	2.341
DP1	B	VERTICAL	65 Hz	0.005	0.033	0.007	0.003	0.068	0.055	1.233	0.468	3.951	2.823
DP1	B	HORIZONTAL	65 Hz	0.029	0.033	0.045	0.010	0.113	0.091	1.235	0.747	4.266	3.570
DP2	A	VERTICAL	55 Hz	0.007	0.025	0.033	0.238	0.294	0.240	1.224	1.766	3.198	2.632
DP2	A	HORIZONTAL	55 Hz	0.037	0.014	0.031	0.104	0.200	0.163	1.228	1.228	3.125	2.750
DP2	A	AXIAL	55 Hz	0.008	0.077	0.022	0.197	0.317	0.263	1.206	1.750	2.818	2.395
DP2	A	VERTICAL	60 Hz	0.006	0.030	0.107	0.315	0.424	0.358	1.186	2.304	2.979	2.191
DP2	A	HORIZONTAL	60 Hz	0.022	0.023	0.079	0.172	0.263	0.219	1.196	1.524	3.047	2.281
DP2	A	AXIAL	60 Hz	0.029	0.073	0.053	0.249	0.338	0.275	1.226	1.968	2.987	2.587
DP2	A	VERTICAL	65 Hz	0.011	0.032	0.032	0.130	0.292	0.239	1.223	1.689	3.089	2.474
DP2	A	HORIZONTAL	65 Hz	0.013	0.028	0.023	0.083	0.199	0.161	1.237	1.214	3.337	2.791
DP2	A	AXIAL	65 Hz	0.022	0.034	0.034	0.101	0.295	0.238	1.241	1.616	2.752	2.591
DP2	B	VERTICAL	55 Hz	0.008	0.041	0.006	0.028	0.137	0.110	1.241	0.892	3.467	2.801
DP2	B	HORIZONTAL	55 Hz	0.046	0.032	0.009	0.130	0.184	0.145	1.273	0.985	3.164	2.844
DP2	B	VERTICAL	60 Hz	0.010	0.057	0.007	0.048	0.152	0.124	1.223	0.886	3.134	2.525
DP2	B	HORIZONTAL	60 Hz	0.032	0.037	0.038	0.119	0.191	0.155	1.231	1.000	2.979	2.358
DP2	B	VERTICAL	65 Hz	0.010	0.078	0.011	0.022	0.174	0.140	1.242	1.026	3.211	2.748

DP2	B	HORIZONTAL	65 Hz	0.031	0.056	0.006	0.041	0.144	0.119	1.212	0.756	2.946	2.455
Condição	Mancal	Direção	Freq (Hz)	1x	2x	3x	5x	XRMS	Xmédio	Fforma	PicoPico	Fcrista	Curtose
DP3	A	VERTICAL	55 Hz	0.003	0.006	0.135	0.824	1.103	0.910	1.211	5.318	2.565	2.343
DP3	A	HORIZONTAL	55 Hz	0.034	0.010	0.109	0.509	0.708	0.582	1.215	3.893	3.081	2.574
DP3	A	AXIAL	55 Hz	0.019	0.052	0.067	0.374	0.529	0.436	1.213	2.984	3.133	2.509
DP3	A	VERTICAL	60 Hz	0.004	0.003	0.120	0.543	0.817	0.633	1.292	4.785	3.219	3.132
DP3	A	HORIZONTAL	60 Hz	0.026	0.016	0.113	0.416	0.666	0.548	1.215	3.493	2.782	2.338
DP3	A	AXIAL	60 Hz	0.022	0.054	0.049	0.189	0.642	0.521	1.231	3.433	2.723	2.482
DP3	A	VERTICAL	65 Hz	0.002	0.004	0.138	0.324	1.055	0.776	1.360	6.284	2.981	3.816
DP3	A	HORIZONTAL	65 Hz	0.010	0.023	0.110	0.283	0.782	0.638	1.227	4.304	3.070	2.763
DP3	A	AXIAL	65 Hz	0.014	0.061	0.065	0.172	0.846	0.714	1.184	4.265	2.579	2.088
DP3	B	VERTICAL	55 Hz	0.006	0.043	0.012	0.129	0.504	0.427	1.181	2.454	2.459	2.091
DP3	B	HORIZONTAL	55 Hz	0.037	0.028	0.052	0.258	0.337	0.266	1.267	2.056	3.289	3.013
DP3	B	VERTICAL	60 Hz	0.005	0.060	0.010	0.115	0.562	0.476	1.181	3.122	2.812	2.036
DP3	B	HORIZONTAL	60 Hz	0.021	0.042	0.111	0.103	0.342	0.276	1.240	1.800	3.036	2.588
DP3	B	VERTICAL	65 Hz	0.004	0.043	0.009	0.086	0.509	0.428	1.190	2.844	2.823	2.281
DP3	B	HORIZONTAL	65 Hz	0.013	0.050	0.070	0.082	0.413	0.338	1.221	2.374	2.946	2.547
DA1	A	VERTICAL	55 Hz	0.003	0.018	0.028	0.014	0.138	0.110	1.251	0.960	3.653	2.938
DA1	A	HORIZONTAL	55 Hz	0.059	0.019	0.014	0.006	0.142	0.116	1.225	0.838	3.293	2.716
DA1	A	AXIAL	55 Hz	0.026	0.040	0.022	0.010	0.143	0.114	1.261	1.151	4.284	3.121
DA1	A	VERTICAL	60 Hz	0.007	0.017	0.007	0.012	0.180	0.144	1.256	1.208	3.489	3.037
DA1	A	HORIZONTAL	60 Hz	0.027	0.018	0.015	0.003	0.132	0.105	1.259	0.877	3.906	3.005
DA1	A	AXIAL	60 Hz	0.033	0.033	0.012	0.008	0.170	0.136	1.249	1.257	4.016	2.988
DA1	A	VERTICAL	65 Hz	0.013	0.031	0.026	0.028	0.159	0.127	1.258	1.175	3.850	3.047
DA1	A	HORIZONTAL	65 Hz	0.019	0.050	0.008	0.013	0.143	0.114	1.249	0.930	3.854	2.873
DA1	A	AXIAL	65 Hz	0.041	0.034	0.022	0.023	0.186	0.148	1.252	1.218	3.658	2.942
DA1	B	VERTICAL	55 Hz	0.005	0.024	0.002	0.005	0.091	0.074	1.222	0.541	3.157	2.539

DA1	B	HORIZONTAL	55 Hz	0.041	0.034	0.013	0.011	0.090	0.073	1.237	0.570	3.386	2.831
Condição	Mancal	Direção	Freq (Hz)	1x	2x	3x	5x	XRMS	Xmédio	Fforma	PicoPico	Fcrista	Curtose
DA1	B	VERTICAL	60 Hz	0.006	0.029	0.005	0.003	0.115	0.094	1.227	0.743	3.346	2.608
DA1	B	HORIZONTAL	60 Hz	0.031	0.041	0.018	0.020	0.115	0.093	1.238	0.743	3.438	3.227
DA1	B	VERTICAL	65 Hz	0.016	0.038	0.005	0.007	0.102	0.083	1.222	0.607	3.197	2.568
DA1	B	HORIZONTAL	65 Hz	0.026	0.056	0.014	0.019	0.113	0.090	1.255	0.788	3.544	3.215
DA2	A	VERTICAL	55 Hz	0.026	0.019	0.047	0.054	0.188	0.151	1.248	1.282	3.713	2.851
DA2	A	HORIZONTAL	55 Hz	0.026	0.012	0.026	0.018	0.176	0.142	1.239	1.210	3.484	2.963
DA2	A	AXIAL	55 Hz	0.030	0.030	0.031	0.048	0.225	0.177	1.275	1.794	4.406	3.386
DA2	A	VERTICAL	60 Hz	0.012	0.020	0.026	0.072	0.249	0.200	1.246	1.656	3.323	2.813
DA2	A	HORIZONTAL	60 Hz	0.024	0.012	0.028	0.042	0.214	0.170	1.256	1.705	4.506	3.256
DA2	A	AXIAL	60 Hz	0.040	0.041	0.011	0.043	0.228	0.181	1.258	1.660	3.716	3.088
DA2	A	VERTICAL	65 Hz	0.006	0.004	0.006	0.059	0.209	0.170	1.235	1.411	3.510	2.719
DA2	A	HORIZONTAL	65 Hz	0.019	0.015	0.015	0.036	0.210	0.168	1.250	1.509	3.589	3.143
DA2	A	AXIAL	65 Hz	0.042	0.061	0.010	0.044	0.254	0.199	1.279	1.854	3.992	3.397
DA2	B	VERTICAL	55 Hz	0.016	0.027	0.008	0.012	0.103	0.083	1.250	0.706	3.629	2.911
DA2	B	HORIZONTAL	55 Hz	0.040	0.033	0.018	0.033	0.130	0.104	1.244	0.751	3.407	2.651
DA2	B	VERTICAL	60 Hz	0.026	0.028	0.013	0.013	0.129	0.104	1.243	0.878	3.603	2.720
DA2	B	HORIZONTAL	60 Hz	0.032	0.041	0.026	0.037	0.138	0.112	1.235	0.871	3.587	2.690
DA2	B	VERTICAL	65 Hz	0.014	0.038	0.010	0.006	0.132	0.107	1.229	0.782	3.202	2.649
DA2	B	HORIZONTAL	65 Hz	0.027	0.055	0.016	0.022	0.129	0.103	1.257	0.733	2.896	2.673
DA3	A	VERTICAL	55 Hz	0.010	0.017	0.013	0.024	0.129	0.103	1.261	0.964	3.750	3.022
DA3	A	HORIZONTAL	55 Hz	1.101	2.373	0.275	0.269	5.739	4.189	1.370	63.494	6.349	6.690
DA3	A	AXIAL	55 Hz	0.017	0.047	0.021	0.048	0.185	0.148	1.256	1.246	3.516	2.963
DA3	A	VERTICAL	60 Hz	0.002	0.013	0.017	0.091	0.197	0.158	1.248	1.264	3.427	2.850
DA3	A	HORIZONTAL	60 Hz	0.582	1.842	0.274	0.220	7.407	5.275	1.404	78.260	5.362	6.652
DA3	A	AXIAL	60 Hz	0.019	0.059	0.035	0.139	0.254	0.201	1.260	1.592	3.432	2.990

DA3	A	VERTICAL	65 Hz	0.002	0.003	0.003	0.048	0.153	0.122	1.253	1.102	3.676	2.957
Condição	Mancal	Direção	Freq (Hz)	1x	2x	3x	5x	XRMS	Xmédio	Fforma	PicoPico	Fcrista	Curtose
DA3	A	HORIZONTAL	65 Hz	0.539	2.834	0.406	0.320	3.961	3.150	1.257	34.597	5.582	3.913
DA3	A	AXIAL	65 Hz	0.029	0.069	0.037	0.069	0.177	0.142	1.247	1.056	3.094	2.850
DA3	B	VERTICAL	55 Hz	0.005	0.025	0.004	0.003	0.091	0.074	1.223	0.572	3.295	2.543
DA3	B	HORIZONTAL	55 Hz	0.058	0.032	0.007	0.013	0.125	0.099	1.265	0.726	3.447	2.840
DA3	B	VERTICAL	60 Hz	0.005	0.030	0.001	0.023	0.115	0.094	1.225	0.701	3.082	2.618
DA3	B	HORIZONTAL	60 Hz	0.043	0.038	0.012	0.046	0.152	0.122	1.247	1.075	3.855	3.042
DA3	B	VERTICAL	65 Hz	0.010	0.041	0.006	0.018	0.108	0.086	1.247	0.755	3.959	2.767
DA3	B	HORIZONTAL	65 Hz	0.036	0.054	0.006	0.022	0.134	0.107	1.248	0.894	3.705	2.904
DC1	A	VERTICAL	55 Hz	0.008	0.013	0.014	0.012	0.146	0.117	1.255	1.065	4.104	3.088
DC1	A	HORIZONTAL	55 Hz	0.695	0.419	0.072	0.069	1.773	1.211	1.464	24.133	10.558	30.841
DC1	A	AXIAL	55 Hz	0.019	0.027	0.015	0.034	0.151	0.120	1.257	1.157	4.591	3.047
DC1	A	VERTICAL	60 Hz	0.005	0.010	0.048	0.009	0.164	0.131	1.255	1.365	4.746	3.054
DC1	A	HORIZONTAL	60 Hz	1.356	0.561	0.278	0.096	9.288	5.560	1.671	81.993	6.301	9.695
DC1	A	AXIAL	60 Hz	0.021	0.037	0.025	0.017	0.210	0.166	1.268	1.554	3.761	3.114
DC1	A	VERTICAL	65 Hz	0.004	0.012	0.033	0.013	0.167	0.132	1.260	1.204	4.188	3.084
DC1	A	HORIZONTAL	65 Hz	0.466	0.271	0.162	0.087	9.928	6.239	1.591	98.427	6.276	8.747
DC1	A	AXIAL	65 Hz	0.032	0.050	0.038	0.008	0.201	0.157	1.281	1.480	4.032	3.338
DC1	B	VERTICAL	55 Hz	0.006	0.032	0.007	0.004	0.112	0.091	1.235	0.682	3.210	2.741
DC1	B	HORIZONTAL	55 Hz	0.056	0.026	0.011	0.013	0.133	0.106	1.256	0.851	3.451	2.884
DC1	B	VERTICAL	60 Hz	0.007	0.036	0.007	0.006	0.126	0.103	1.230	0.817	3.503	2.666
DC1	B	HORIZONTAL	60 Hz	0.040	0.029	0.030	0.012	0.145	0.115	1.263	0.926	3.679	2.994
DC1	B	VERTICAL	65 Hz	0.010	0.041	0.008	0.005	0.115	0.093	1.240	0.770	3.429	2.771
DC1	B	HORIZONTAL	65 Hz	0.034	0.033	0.022	0.007	0.149	0.118	1.265	0.987	3.959	3.163
DC2	A	VERTICAL	55 Hz	0.005	0.021	0.382	0.092	0.428	0.373	1.146	1.997	2.521	1.875
DC2	A	HORIZONTAL	55 Hz	0.010	0.018	0.208	0.059	0.256	0.215	1.192	1.357	3.153	2.057

DC2	A	AXIAL	55 Hz	0.016	0.018	0.149	0.065	0.248	0.200	1.235	1.424	3.171	2.635
Condição	Mancal	Direção	Freq (Hz)	1x	2x	3x	5x	XRMS	Xmédio	Fforma	PicoPico	Fcrista	Curtose
DC2	A	VERTICAL	60 Hz	0.005	0.022	0.170	0.189	0.326	0.252	1.295	2.066	3.300	3.125
DC2	A	HORIZONTAL	60 Hz	0.009	0.014	0.097	0.132	0.229	0.182	1.259	1.366	3.045	3.071
DC2	A	AXIAL	60 Hz	0.032	0.028	0.086	0.124	0.256	0.208	1.235	1.575	3.336	2.643
DC2	A	VERTICAL	65 Hz	0.004	0.019	0.082	0.087	0.201	0.164	1.228	1.270	3.316	2.660
DC2	A	HORIZONTAL	65 Hz	0.006	0.006	0.059	0.090	0.183	0.147	1.244	1.147	3.390	2.871
DC2	A	AXIAL	65 Hz	0.033	0.079	0.038	0.048	0.282	0.235	1.199	1.589	2.860	2.296
DC2	B	VERTICAL	55 Hz	0.004	0.030	0.049	0.008	0.107	0.084	1.282	0.694	3.665	3.535
DC2	B	HORIZONTAL	55 Hz	0.049	0.029	0.170	0.036	0.213	0.175	1.216	1.078	2.589	2.430
DC2	B	VERTICAL	60 Hz	0.004	0.039	0.016	0.026	0.107	0.086	1.248	0.707	3.728	2.870
DC2	B	HORIZONTAL	60 Hz	0.036	0.044	0.084	0.061	0.168	0.134	1.257	0.939	2.862	2.861
DC2	B	VERTICAL	65 Hz	0.003	0.038	0.006	0.010	0.100	0.081	1.239	0.682	3.445	2.857
DC2	B	HORIZONTAL	65 Hz	0.027	0.040	0.058	0.023	0.137	0.113	1.210	0.823	3.022	3.639
DC3	A	VERTICAL	55 Hz	0.006	0.017	0.479	1.075	2.081	1.644	1.266	10.492	2.604	2.927
DC3	A	HORIZONTAL	55 Hz	0.045	0.009	0.360	0.822	1.679	1.387	1.210	7.770	2.652	2.583
DC3	A	AXIAL	55 Hz	0.017	0.049	0.294	0.753	2.162	1.813	1.192	10.165	2.415	2.285
DC3	A	VERTICAL	60 Hz	0.005	0.036	0.611	1.642	2.482	1.982	1.252	11.804	2.662	2.760
DC3	A	HORIZONTAL	60 Hz	0.022	0.010	0.443	1.471	1.942	1.498	1.296	9.539	2.792	2.985
DC3	A	AXIAL	60 Hz	0.067	0.061	0.388	1.133	2.342	1.988	1.178	10.974	2.510	2.281
DC3	A	VERTICAL	65 Hz	0.012	0.088	0.436	0.873	3.042	2.511	1.212	13.791	2.443	2.482
DC3	A	HORIZONTAL	65 Hz	0.012	0.122	0.300	0.707	2.133	1.728	1.234	9.017	2.260	2.254
DC3	A	AXIAL	65 Hz	0.031	0.091	0.272	0.572	2.449	1.987	1.233	12.655	2.770	2.913
DC3	B	VERTICAL	55 Hz	0.009	0.033	0.025	0.080	0.642	0.520	1.234	3.209	2.521	2.634
DC3	B	HORIZONTAL	55 Hz	0.041	0.024	0.313	0.759	1.362	1.074	1.267	6.652	2.761	3.021
DC3	B	VERTICAL	60 Hz	0.010	0.033	0.031	0.129	1.156	0.861	1.342	6.048	2.729	3.211
DC3	B	HORIZONTAL	60 Hz	0.011	0.029	0.224	0.810	1.056	0.870	1.213	5.275	2.530	2.663

DC3	B	VERTICAL	65 Hz	0.009	0.037	0.029	0.069	1.825	1.472	1.240	8.271	2.367	2.581
Condição	Mancal	Direção	Freq (Hz)	1x	2x	3x	5x	XRMS	Xmédio	Fforma	PicoPico	Fcrista	Curtose
DC3	B	HORIZONTAL	65 Hz	0.021	0.061	0.188	0.275	0.851	0.699	1.218	4.299	2.737	2.793