

Vinícius Barcos Galli

Manutenção Preditiva por Análise de Vibração Mecânica em Máquinas Rotativas:
Estudo de caso

Guaratinguetá - SP
2017

Vinícius Barcos Galli

**Manutenção Preditiva por Análise de Vibração Mecânica em Máquinas Rotativas:
Estudo de caso**

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Fernando de Azevedo Silva

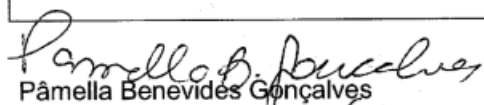
Guaratinguetá - SP
2017

Galli, Vinícius Barcos
G168m Manutenção preditiva por análise de vibração mecânica em máquinas rotativas: estudo de caso / Vinícius Barcos Galli – Guaratinguetá, 2017.
96 f : il.
Bibliografia: f. 94-96

Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2017.
Orientador: Prof. Dr. Fernando de Azevedo Silva

1. Vibração - Medição 2. Manutenção produtiva total 3. Rotores
4. Bombas centrifugas I. Título

CDU:534.1


Pâmella Benevides Gonçalves
Bibliotecária CRB/8:9203

Vinícius Barcos Galli

ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO
PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
“GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA”

APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. MARCELO SAMPAIO MARTINS
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:



Prof. Dr. FERNANDO DE AZEVEDO SILVA
Orientador/UNESP-FEG



Prof. Dr. CARLOS ALBERTO CHAVES
UNESP-FEG



Prof. Dr., ERICK SIQUEIRA GUIDI
UNESP-FEG

Dezembro de 2017

RESUMO

O presente trabalho expõe o monitoramento de vibração como uma estratégia de manutenção para equipamentos rotativos, sendo uma das técnicas mais utilizadas pela manutenção preditiva. O trabalho apresenta informações sobre os principais tipos de manutenção existentes, com foco em manutenção preditiva por análise de vibração, onde são abordadas as principais falhas mecânicas e suas respectivas detecções. O principal objetivo é comprovar essa teoria em um estudo de caso relacionado ao monitoramento de vibração de uma bomba centrífuga acionada por um motor de indução, em consentimento com a empresa responsável pelo equipamento. O histórico de informações e gráficos de vibração do equipamento do estudo de caso foram fornecidos pela empresa, que possui um programa de monitoramento e análise de vibração já implementado. Grande parte dos conceitos de análise de vibração expostos no presente trabalho se baseou em apostilas e materiais fornecidos pela empresa. Os resultados obtidos foram detecções, por análise de vibração, da ocorrência de falhas de componentes de rolamento em terceiro estágio no equipamento estudado, comprovando a eficiência do método de coleta e análise de vibração como técnica efetiva de manutenção preditiva para equipamentos rotativos.

PALAVRAS-CHAVE: Estratégia de manutenção. Manutenção preditiva. Análise de vibração.

ABSTRACT

The present work exposes the vibration monitoring as a maintenance strategy for rotating equipment, being one of the most used techniques by the predictive maintenance. The present work provides information about the main types of maintenance existing, focusing on predictive maintenance by vibration analysis, where the main mechanical failures and their respective detections are addressed. The main objective is to prove this theory in a case study related to vibration monitoring of a centrifugal pump driven by an induction motor, in agreement with the company responsible for the equipment. The history of information and vibration graphics of the case study equipment were provided by the company, which has a vibration monitoring and analysis program already implemented. Most of the concepts of vibration analysis exposed in the present work were based on books and materials provided by the company. The results obtained were detections, by vibration analysis, of the occurrence of third stage rolling component failure in the equipment studied, proving the efficiency of the vibration collection and analysis method as an effective predictive maintenance technique for rotating equipment.

KEYWORDS: Maintenance strategy. Predictive maintenance. Vibration analysis.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - As 4 gerações da manutenção na história contemporânea.....	18
Figura 2 - Tipos de manutenção	20
Figura 3 - Comportamento gráfico de manutenção corretiva não planejada.....	22
Figura 4 - Comportamento gráfico de manutenção preventiva	25
Figura 5 - Comportamento gráfico de manutenção preditiva.....	27
Figura 6 - Valores de onda	31
Figura 7 - Rolamento com falha em seu anel externo	33
Figura 8 - Sinal filtrado com a técnica de envelope de aceleração.....	33
Figura 9 - Valores aceitáveis de velocidade de acordo com a norma ISO 10816.....	35
Figura 10 - Gráfico de tendência parâmetro de envelope de aceleração	35
Figura 11 - Sinal de onda típico de vibrações em máquinas, ocorrem em várias frequências .	36
Figura 12 - Gráfico espectral FFT, sinal como componente de frequências.....	37
Figura 13 - Sinal em forma de onda	37
Figura 14 - Pontos de medição de vibração em um motor elétrico	39
Figura 15 - Fluxo de potência para uma moto-bomba e os respectivos pontos de medição	40
Figura 16 - Fluxo de energia para um redutor e os respectivos pontos de medição.....	41
Figura 17 - Velocidade síncrona de motores elétricos de indução	42
Figura 18 – Escorregamento em motores elétricos de indução	42
Figura 19 - Desalinhamento angular	44
Figura 20 - Desalinhamento paralelo.....	44
Figura 21- Gráfico espectral FFT indicando problemas de desalinhamento.....	47
Figura 22 - Gráficos espectrais FFT indicando falhas de desalinhamentos angulares e paralelos	48
Figura 23 - Gráficos espectrais por desalinhamento em mancais de rolamento	49
Figura 24 - Gráficos espectrais por arqueamento do eixo	50
Figura 25 - Tipos de desbalanceamento	51
Figura 26 - Gráfico espectral típico de desbalanceamento (pico em 1X RPM), também indica pequeno desalinhamento (pequeno pico em 2X RPM)	53
Figura 27 - Gráficos espectrais típicos de condições de desbalanceamento	54
Figura 28 - Rotores excêntricos.....	55
Figura 29 - Gráfico espectral típico de rotores excêntricos.....	55
Figura 30 - Gráficos espectrais em folgas tipo A, B e C	58

Figura 31 - Observa-se os múltiplos harmônicos no gráfico espectral, associando ao problema de folga.....	59
Figura 32 - Forma de onda e gráfico espectral típico de roçamento de rotor.....	60
Figura 33 - Bombas centrífugas.....	61
Figura 34 - Gráfico espectral típico de cavitação em bombas centrífugas.....	62
Figura 35 - Gráfico espectral indicando a frequência de passagem de pás.....	63
Figura 36 - Gráfico espectral de fluxo com turbulência.....	64
Figura 37 - Vista explodida com os componentes de um rolamento.....	66
Figura 38 – Cálculo das frequência de defeito dos rolamentos.....	68
Figura 39 - Frequências de defeito nos rolamentos.....	69
Figura 40 - Gráfico espectral típico de falha de rolamento em 1º estágio.....	69
Figura 41 - Gráfico espectral típico de falha de rolamento em 2º estágio.....	70
Figura 42 - Gráfico espectral típico de falha de rolamento em 3º estágio.....	70
Figura 43 - Gráfico espectral típico de falha de rolamento em 4º estágio.....	71
Figura 44 - Gráfico espectral de rolamento em 3º estágio de falha em seu anel interno.....	71
Figura 45 - Gráfico espectral de rolamento em 3º estágio de falha em seu anel externo.....	72
Figura 46 - Gráfico espectral de rolamento em 3º estágio de falha em seu anel interno.....	72
Figura 47 - Microlog GX SKF e acelerômetro piezolétrico dotado de base magnética.....	73
Figura 48 - Microlog GX SKF.....	74
Figura 49 - Acelerômetro com base magnética.....	74
Figura 50 - Acelerômetro dotado de base magnética, visão de perfil.....	75
Figura 51 – Fixação de base magnética, visão frontal.....	75
Figura 52 - Bomba centrífuga com acionamento por motor elétrico de indução.....	77
Figura 53 - Motor de indução e bomba centrífuga.....	77
Figura 54 - Conjunto mecânico do estudo de caso.....	78
Figura 55 - Pontos de medição do motor, visão lateral.....	79
Figura 56 - Pontos de medição do motor, visão de cima.....	80
Figura 57 - Pontos de medição da bomba centrífuga, visão lateral.....	80
Figura 58 - Pontos de medição da bomba centrífuga, visão de cima.....	81
Figura 59 - Interface do Software contendo os pontos de medição.....	83
Figura 60 - Imagem ampliada dos pontos de medição da interface do Software.....	83
Figura 61 - Gráfico de tendência de envelope de aceleração para o ponto 3HE3.....	84
Figura 62 - Valor global de envelope de aceleração, ponto 3HE3, em 19/12/2016.....	84

Figura 63 - Gráfico espectral FFT do parâmetro envelope de aceleração, ponto 3HE3, 19/12/2016.....	85
Figura 64 - Valores de amplitude para cada harmônico de frequência de defeito de gaiola (FTF), ponto 3HE3, 19/12/2016	85
Figura 65 - Diagnóstico gerado pela empresa responsável pela análise de vibração, 21/12/2016	86
Figura 66 – Gráfico de tendência indicando as medições elevadas, ponto 3HE3	86
Figura 67 - Valores globais elevados para as medições posteriores.....	87
Figura 68 - Gráfico de tendência indicando a medição alarmante, ponto 3HE3	87
Figura 69 - Valor global para a medição alarmante, indicando 11.81 [gE], ponto 3HE3	87
Figura 70 - Gráfico espectral FFT do parâmetro envelope de aceleração, ponto 3HE3, 08/06/2017.....	88
Figura 71 - Valores de amplitude para cada harmônico de frequência de defeito de gaiola (FTF), ponto 3HE3, 08/06/2017	88
Figura 72 - Valor global indicando 3.387 [gE] em 23/06/2017	89
Figura 73 - Gráfico espectral FFT do parâmetro envelope de aceleração, ponto 3HE3, 23/06/2017.....	89
Figura 74 - Valores de amplitude para cada harmônico de frequência de defeito de gaiola (FTF), ponto 3HE3, 23/06/2017	89
Figura 75 - Gráfico de tendência indicando a condição de alerta, ponto 3HE3	90
Figura 76 - Valor global para a medição acima do alerta, indicando 8.635 [gE], ponto 3HE3, 11/10/2017.....	90
Figura 77 - Gráfico espectral FFT do parâmetro envelope de aceleração, ponto 3HE3, 11/10/2017.....	91
Figura 78 - Valores de amplitude para cada harmônico de frequência de defeito de gaiola (FTF), ponto 3HE3, 11/10/2017	91
Figura 79 - Diagnóstico gerado pela empresa responsável pela análise de vibração, 11/10/2017	92

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Pontos de coleta de medição.....	78
Tabela 2 – Parâmetros gerados nas direções de medição	81

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar gostaria de agradecer aos meus pais *Eduardo e Sílvia*, que sempre me incentivaram e apoiaram nos momentos mais difíceis.

Ao meu orientador, *Prof. Dr. Fernando de Azevedo Silva*, cuja orientação me direcionou para os pontos principais e relevantes do trabalho, além da delimitação do tema.

Aos professores *Prof. Dr. Erick Siqueira Guidi* e *Prof. Dr. Carlos Alberto Chaves*, que contribuíram com ideias para o trabalho na qualificação do mesmo.

À empresa que concedeu acesso à todas as informações para realização do trabalho, bem como forneceu apostilas e manuais técnicos, além do auxílio e incentivo para a realização do trabalho.

Aos professores da Faculdade de Engenharia do Campos de Guaratinguetá, pela dedicação e preocupação em passar o conhecimento aos alunos da melhor forma possível.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	12
1.1	CONSIDERAÇÕES GERAIS.....	12
1.2	OBJETIVOS.....	13
1.3	JUSTIFICATIVAS.....	13
1.4	ESTRUTURA DO TRABALHO.....	13
2	FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....	15
2.1	A HISTÓRIA DA MANUTENÇÃO.....	15
2.2	DEFINIÇÃO DE MANUTENÇÃO.....	18
2.3	TIPOS DE MANUTENÇÃO.....	19
2.3.1	Manutenção Corretiva.....	20
2.3.2	Manutenção Preventiva.....	23
2.3.3	Manutenção Preditiva.....	25
2.3.4	Manutenção detectiva.....	27
2.3.5	Engenharia de Manutenção.....	28
2.4	MANUTENÇÃO PREDITIVA POR ANÁLISE DE VIBRAÇÃO.....	29
2.4.1	Detecção vs Causa de falhas mecânicas.....	30
2.4.2	Características de vibração mecânica.....	30
2.4.3	Monitoramento multi-parâmetros.....	31
2.4.4	Gráficos utilizados em análise de vibração.....	34
2.4.5	Condições de monitoramento.....	38
2.4.6	Informações úteis em análise de vibração.....	41
2.5	FALHAS MECÂNICAS E SEUS ESPECTROS.....	43
2.5.1	Desalinhamento em máquinas.....	43
2.5.2	Rolamento Enjambrado no eixo.....	48
2.5.3	Arqueamento de eixo.....	49
2.5.4	Desbalanceamento em máquinas.....	50
2.5.5	Rotor excêntrico.....	54
2.5.6	Folgas em componentes mecânicos.....	55
2.5.7	Roçamento de rotor.....	59
2.5.8	Bombas centrífugas e cavitação.....	60
2.6	MANCAIS DE ROLAMENTO.....	64
2.6.1	Defeitos em mancais de rolamento.....	66

2.6.2	Falhas detectadas por análise de vibração em mancais de rolamento.....	68
3	METODOLOGIA.....	73
3.1	TECNOLOGIA UTILIZADA NO MONITORAMENTO DE VIBRAÇÃO.....	73
3.2	INFORMAÇÕES E PARÂMETROS DOS EQUIPAMENTOS PARA MONITORAMENTO DE VIBRAÇÃO.....	76
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	84
4.1	HISTÓRICO DE VIBRAÇÃO DA BOMBA CENTRÍFUGA.....	84
5	CONCLUSÕES.....	93
	REFERÊNCIAS.....	94

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONSIDERAÇÕES GERAIS

O presente trabalho tem o intuito de estudar a técnica de manutenção preditiva por análise de vibração mecânica em equipamentos rotativos.

A manutenção preditiva se baseia em dados coletados por meio de monitorações ou inspeções, onde a frequência, responsável e forma de coleta são determinados de acordo com o tipo de equipamento. Podem-se utilizar diferentes técnicas como a análise de vibração, ultrassom, inspeção visual e técnicas de análise não destrutivas. Nesse tipo de manutenção é possível prever o tempo de vida útil, antecipar a necessidade de serviços de manutenção em componentes de máquinas e equipamentos, eliminando chances de desmontagens desnecessárias, aumentando o tempo de vida útil, confiabilidade do sistema produtivo e determinar previamente interrupções na fabricação. Além disso, se estabelecida a manutenção preditiva como estratégia de manutenção, é possível eliminar as manutenções periódicas, reduzindo os custos de manutenção e proporcionando o aumento da produtividade (ALBUQUERQUE, 2013).

De acordo com Cyrino (2015), o método de manutenção preditiva por análise de vibração mecânica toma como conhecimento o estado da máquina através de coletas de vibração periódicas e contínuas de um ou mais parâmetros significativos. Com base no conhecimento e análise dos fenômenos de vibração medidos por aparelhos específicos, é possível detectar alterações excessivas de vibração no equipamento, fornecendo o diagnóstico e análise de tendência de falha. Dessa forma, é um método que possibilita traçar um plano de ação para corrigir o problema, evitando paradas e substituições de peças desnecessárias.

O método de análise de vibrações mecânicas é capaz de detectar e acompanhar o desenvolvimento de falhas nos componentes das máquinas e equipamentos. Dentre as falhas, podem-se citar (CYRINO, 2015):

- Rolamentos deteriorados.
- Engrenagens defeituosas.
- Desalinhamento de acoplamentos.
- Desbalanceamento de rotores.
- Deformação em eixos.
- Folgas excessivas.

1.2 OBJETIVOS

O objetivo primário é realizar um estudo de caso em uma bomba centrífuga acionada por um motor de indução e comprovar a eficiência da análise de vibração mecânica como técnica preditiva. Nesse estudo, será levantada a metodologia de medição de vibração nesses equipamentos, isto é, pontos de coleta, parâmetros gerados e tecnologia utilizada. Para a continuidade do estudo de caso, será mostrado o histórico recente de gráficos de vibração da bomba centrífuga e relacioná-los com falhas mecânicas nos rolamentos, com o intuito de verificar a eficiência do método de monitoramento de vibração como técnica preditiva.

O objetivo secundário é explorar todo o embasamento teórico de manutenção e seus tipos, com foco em manutenção preditiva por análise de vibração e as principais falhas mecânicas detectadas por análise de vibração e seus respectivos gráficos espectrais.

1.3 JUSTIFICATIVAS

A motivação para a realização do trabalho foi a empresa onde realizei o estágio supervisionado, onde tive a oportunidade de trabalhar no setor de manutenção. Na empresa, a principal estratégia de manutenção para equipamentos rotativos é a manutenção preditiva por análise de vibração, serviço realizado por uma empresa terceirizada. Porém, os índices de falhas nesses equipamentos não estavam satisfatórios, portanto, a proposta principal do meu estágio foi estudar esse método de manutenção, identificar e implementar melhorias.

1.4 ESTRUTURA DO TRABALHO

O presente trabalho está dividido em cinco capítulos. O primeiro capítulo é a introdução do trabalho, contendo as considerações gerais sobre o tema de manutenção preditiva por análise de vibração, objetivos e justificativas para a realização do trabalho.

O segundo capítulo são os referenciais teóricos, nele serão abordados tópicos de manutenção como a história, definição, tipos de manutenção, com foco no método de manutenção preditiva utilizando a técnica de análise de vibração. Nos tópicos sobre o tema de análise de vibração, serão abordados conceitos de vibrações mecânicas, parâmetros, gráficos e condições de monitoramento de vibração em equipamentos. Posteriormente, serão abordadas as principais falhas mecânicas detectadas por análise de vibração e seus respectivos gráficos espectrais.

O terceiro capítulo diz respeito à metodologia empregada para a realização do estudo de caso, onde serão expostos a tecnologia utilizada para monitoramento de vibração, os equipamentos do estudo de caso, isto é, o motor de indução e bomba centrífuga, e seus respectivos pontos de coleta de vibração e parâmetros gerados.

O quarto capítulo diz respeito aos resultados e discussões, onde serão analisados os gráficos recentes de vibração da bomba centrífuga do estudo de caso, relacionando-os com falhas mecânicas detectadas por análise de vibração e, portanto, comprovando a eficiência da análise de vibração como técnica preditiva.

O quinto capítulo contém as conclusões do trabalho, onde será exposta a eficiência da análise de vibração como técnica preditiva, comprovada pelo estudo de caso, além de ressaltar as diversas informações fornecidas e falhas mecânicas detectadas pelo método de monitoramento de vibração.

2 FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.1 A HISTÓRIA DA MANUTENÇÃO

De acordo com Monchy (1989, p. 3), o termo manutenção “tem sua origem no vocabulário militar, cujo sentido era ‘manter, nas unidades de combate, o efetivo e o material num nível constante’”.

Na indústria, o termo “manutenção” surgiu por volta de 1950, nos Estados Unidos da América. Em outros países, como a França, esse termo se sobrepõe progressivamente à palavra “conservação” (MONCHY, 1989).

O pensamento de como fazer manutenção tem início após a implantação da produção em série por Ford, onde as fábricas passaram a estabelecer programas mínimos de produção e, em consequência, sentiram necessidade de criar equipes que pudessem efetuar reparos em máquinas operatrizes no menor tempo possível. Dessa forma, surgiu um órgão subordinado à operação cujo objetivo básico era a execução da manutenção corretiva (MOREIRA NETO, 2017).

Ainda na história, em um contexto pós Segunda Guerra Mundial, aumentou significativamente a necessidade por uma produção mais ágil e ao mesmo tempo confiável às intervenções corretivas, aquela que ocorre após a falha ou quebra do ativo. Surgiu então o conceito de manutenção preventiva, cujo intuito não era apenas a correção das falhas, mas também evitá-las. A partir daí, o conceito de manutenção tornou-se tão importante quanto o conceito de operação (MOREIRA NETO, 2017).

Segundo os autores Kardec e Nascif (2009), a história contemporânea da manutenção se divide em 4 períodos explicados nos parágrafos a seguir:

A primeira geração envolve o período antes da Segunda Guerra Mundial, quando a indústria ainda era pouco mecanizada, com equipamentos simples e superdimensionados em sua grande maioria. Aliado a tudo isso, e devido à conjuntura econômica da época, a questão da produtividade pouco era prioritária. Consequentemente, não era necessário uma manutenção sistematizada, apenas serviços de limpeza, lubrificação e reparo após a quebra, ou seja, a manutenção era, fundamentalmente, corretivas não planejadas. A competência que se buscava era basicamente a habilidade do executante ao executar o serviço de reparo (KARDEC; NASCIF, 2009).

A segunda geração diz respeito ao período após Segunda Guerra Mundial, entre os anos 50 e 70 do século passado. Com o aumento da demanda por todos os tipos de produtos pelas

pressões do período de guerra, ao mesmo tempo em que o contingente de mão de obra diminuiu sensivelmente, houve forte aumento da mecanização e complexidade das instalações em ambiente industrial. A partir disso, evidenciou-se a necessidade de maior disponibilidade e confiabilidade na produção industrial, em busca da maior produtividade e bom funcionamento das máquinas. Foi nesse momento que o novo conceito de manutenção preventiva, pois introduziu-se a ideia de que a falha nos equipamentos poderiam e deveriam ser evitadas. O custo de manutenção também elevou-se em comparação aos custos operacionais, o que fez aumentar os sistemas de planejamento e controle de manutenção que, hoje, são parte integrante da manutenção moderna reparo (KARDEC; NASCIF, 2009).

A terceira geração é o período a partir da década de 70 até 90, onde acelerou-se o processo de mudança nas indústrias. Nesse momento, a paralisação da produção, que sempre diminuiu a capacidade de produção, aumentou de custos e afetou qualidade dos produtos, se tornando uma preocupação generalizada. Na manufatura, os efeitos dos períodos de paralisação foram se agravando pela tendência mundial de se utilizar de sistemas “just-in-time”. O crescimento da automação e da mecanização passou a indicar que a confiabilidade e disponibilidade se tornaram pontos chave em setores tão distintos quanto saúde, processamento de dados, telecomunicações e gerenciamento de edificações. Em consequência disso, maior automação também implica em falhas cada vez mais frequentes que afetam a capacidade de manter padrões de qualidade estabelecidos. Em suma, cada vez mais as falhas provocam sérias consequências na segurança e meio ambiente, em um momento onde os padrões nessas áreas começaram a aumentar rapidamente. Plantas que não atendessem aos padrões estabelecidos de segurança e meio ambiente, eram impedidas de funcionar. Portanto, a terceira geração, diferente da primeira e segunda, reforçaram-se os conceitos e utilizações da manutenção preditiva, onde grandes avanços na área de informática permitiram a utilização de softwares para planejamento, controle e acompanhamento dos serviços de manutenção. Nessa etapa, surgiu também o processo de Manutenção Centrada em Confiabilidade (MCC ou RCM do inglês), apoiado nos estudos de confiabilidade da indústria aeronáutica, tendo sua implementação iniciada na década de 90 no Brasil. Com isso, novos projetos buscaram maior confiabilidade, ainda limitados pela falta de interação entre as áreas de engenharia, manutenção e operação, impedindo que os resultados fossem melhores e ainda com altos índices de taxa de falha prematura reparo (KARDEC; NASCIF, 2009).

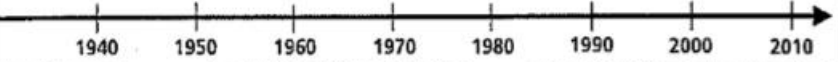
A quarta geração já é um período mais recente, a partir da década de 90, onde as expectativas referentes à terceira geração continuam a existir. Nessa nova geração, disponibilidade é uma das medidas de performance mais importantes da manutenção, senão a

mais importante, sendo a confiabilidade um fator de constante busca pelos setores de manutenção. Houve a consolidação de atividades de engenharia da manutenção, dentro da estrutura organizacional da manutenção, com garantia de disponibilidade, confiabilidade e manutenibilidade, sendo as três maiores justificativas de sua existência. A constante busca pela diminuição das falhas prematuras ou falhas na mortalidade infantil, se utilizando de prática de análise de falhas, sendo uma metodologia consagrada como uma prática capaz de melhorar a performance dos equipamentos e da empresa, por consequência. As mudanças dessa geração definiram as estratégias com o objetivo de intervir o mínimo possível na planta, práticas de manutenção preditiva e monitoramento de condição de equipamentos e processos ganharam força e são cada vez mais utilizados. Em consequência disso, houve uma tendência na redução de intervenções preventivas ou programadas, pois promovem a paralisação dos equipamentos e sistemas, impactando negativamente a produção. O mesmo acontece em relações às intervenções corretivas não planejadas, que se torna um indicador de ineficácia da manutenção. Além disso, a sistemática adotada pelas empresas em classe mundial privilegia a sinergia e interação entre as áreas de engenharia, manutenção e operação para garantir essas metas. Um outro marco dessa fase é o aprimoramento, pelos setores de manutenção, da contratação ou terceirização buscando contratos de longo prazo, em uma relação de parceria, com indicadores que medem os resultados que interessam ao negócio, sendo os principais já citados acima: disponibilidade e confiabilidade reparo (KARDEC; NASCIF, 2009).

As quatro gerações citadas por Kardec e Nascif (2009), podem ser ilustradas pela figura 1.

Figura 1 - As 4 gerações da manutenção na história contemporânea

Evolução da Manutenção

EVOLUÇÃO DA MANUTENÇÃO				
	Primeira Geração	Segunda Geração	Terceira Geração	Quarta Geração
Ano				
Aumento das expectativas em relação à Manutenção	<ul style="list-style-type: none"> • Conserto após a falha 	<ul style="list-style-type: none"> • Disponibilidade crescente • Maior vida útil do equipamento 	<ul style="list-style-type: none"> • Maior confiabilidade • Maior disponibilidade • Melhor relação custo-benefício • Preservação do meio ambiente 	<ul style="list-style-type: none"> • Maior confiabilidade • Maior disponibilidade • Preservação do meio ambiente • Segurança • Influir nos resultados do negócio • Gerenciar os ativos
Visão quanto à falha do equipamento	<ul style="list-style-type: none"> • Todos os equipamentos se desgastam com a idade e, por isso, falham 	<ul style="list-style-type: none"> • Todos os equipamentos se comportam de acordo com a curva da banheira 	<ul style="list-style-type: none"> • Existência de 6 padrões de falhas (Nowlan & Heap e Moubray) Ver Capítulo 5 	<ul style="list-style-type: none"> • Reduzir drasticamente falhas prematuras dos padrões A e F. (Nowlan & Heap e Moubray) Ver Capítulo 5
Mudança nas técnicas de Manutenção	<ul style="list-style-type: none"> • Habilidades voltadas para o reparo 	<ul style="list-style-type: none"> • Planejamento manual da manutenção • Computadores grandes e lentos • Manutenção Preventiva (por tempo) 	<ul style="list-style-type: none"> • Monitoramento da condição • Manutenção Preditiva • Análise de risco • Computadores pequenos e rápidos • Softwares potentes • Grupos de trabalho multidisciplinares • Projetos voltados para a confiabilidade • Contratação por mão de obra e serviços 	<ul style="list-style-type: none"> • Aumento da Manutenção Preditiva e Monitoramento da Condição • Minimização nas Manutenções Preventiva e Corretiva não Planejada • Análise de Falhas • Técnicas de confiabilidade • Manutenibilidade • Engenharia de Manutenção • Projetos voltados para confiabilidade, manutenibilidade e Custo do Ciclo de Vida. • Contratação por resultados

ALAN KARDEC & JÚLIO NASCIF

Fonte: Kardec; Nascif, (2009).

2.2 DEFINIÇÃO DE MANUTENÇÃO

Segundo Monchy (1989, p. 1), a “manutenção dos equipamentos de produção é um elemento chave tanto para a produtividade das usinas quanto para a qualidade dos produtos”.

Existem algumas definições de manutenção apresentadas por alguns autores. Segundo AFNOR (1985) apud Monchy (1989, p. 1)¹, manutenção é o “conjunto de ações que permitam manter ou restabelecer um bem dentro de um estado específico ou na medida para assegurar um serviço determinado”.

De acordo com Monchy (1989), o termo “manter” cita a noção de prevenção sobre um sistema em funcionamento, “restabelecer” contém a noção de “correção” consecutiva a uma perda de função, “estado específico” ou “serviço determinado” implica a predeterminação do objetivo esperado, com quantificação dos níveis característicos. Porém, Monchy (1989) acrescenta que a definição “esquece” o aspecto econômico, lacuna que foi preenchida no documento de introdução X 60-000, onde a definição de manutenção é acrescentada por “boa manutenção é assegurar essas operações a um custo global “otimizado”.

Segundo a norma técnica NBR 5462 (1994), o termo manutenção pode ser definido como a “combinação de todas as ações técnicas e administrativas, incluindo as de supervisão, destinadas a manter ou recolocar um item em um estado no qual possa desempenhar uma função requerida” (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS E TÉCNICAS, 1994, p. 6).

2.3 TIPOS DE MANUTENÇÃO

Segundo Kardec e Nascif (2009), há uma variedade muito grande de denominações para classificar a atuação da manutenção. Não raramente, essa variedade causa certa confusão na caracterização do tipo de manutenção. Por isso, é de extrema importância classificar de maneira mais objetiva os diversos tipos de manutenção. Portanto, os autores classificam as manutenções em seis tipos principais:

- Manutenção Corretiva não Planejada.
- Manutenção Corretiva Planejada.
- Manutenção Preventiva.
- Manutenção Preditiva.
- Manutenção Detectiva.
- Engenharia de Manutenção.

Além dos seis tipos principais citados acima, há várias ferramentas disponíveis e adotadas hoje em dia cujo nome tem a palavra “manutenção”. Porém, é importante ressaltar que essas

¹ AFNOR. Documents d' exploitation et de maintenance. [S.l.]: [s.n.], 1985. apud MONCHY, F. A função manutenção. São Paulo: DURBAN, 1989.

ferramentas não são novos tipos de manutenção, são ferramentas que auxiliam na aplicação dos seis tipos de manutenção citados anteriormente (KARDEC; NASCIF, 2009):

- Manutenção Produtiva Total (TPM) ou Total Productive Maintenance.
- Manutenção Centrada em Confiabilidade (RCM) ou Reliability Centered Maintenance.
- Manutenção Baseada na Confiabilidade (RBM) ou Reliability Based Maintenance.

A figura 2 ilustra os principais tipos de manutenção e seus principais conceitos:

Figura 2 - Tipos de manutenção



Fonte: Kardec; Nascif, (2009).

2.3.1 Manutenção Corretiva

Segundo os autores Kardec e Nascif (2009, p. 38), o termo manutenção corretiva “é a atuação para a correção da falha ou do desempenho menor do que o esperado”.

Outra definição de manutenção corretiva é expresso pela Associação Brasileira de Normas e Técnicas (1994, p. 7), onde a mesma define que “a manutenção efetuada após a

ocorrência de uma pane, destinada a recolocar um item em condições de executar uma função requerida”.

Em termos gerais, a manutenção corretiva é o tipo de manutenção mais antiga e mais utilizada, sendo empregada em qualquer empresa que possua itens físicos, qualquer que seja o nível de planejamento de manutenção, sendo caracterizada como a ação de corrigir falhas em equipamentos, componentes, módulos ou sistemas, visando restabelecer sua função (LIMA; CASTILHO, 2006).

De acordo com Kardec e Nascif (2009), a manutenção corretiva é empregado para qualquer intervenção em equipamentos que apresentam defeito ou desempenho diferente do esperado. Os autores também citam que a falha pode ser detectada pelo desempenho deficiente ou mesmo no acompanhamento das variáveis operacionais. Desse modo, Kardec e Nascif (2009) afirmam que a manutenção corretiva atua para corrigir ou restaurar as condições normais de funcionamento do equipamento ou sistema, não necessariamente é uma ação de emergência, como é popularmente conhecida.

De acordo com Kardec e Nascif (2009), a manutenção corretiva é dividida em duas classes:

- Manutenção corretiva Planejada.
- Manutenção corretiva Não Planejada.

Pode-se definir manutenção corretiva planejada como,

A correção do desempenho menor do que o esperado ou correção da falha por decisão gerencial. Normalmente a decisão gerencial se baseia na modificação dos parâmetros de condição observados pela manutenção preditiva. (KARDEC; NASCIF, 2009, p. 41).

Nas ações de manutenções corretivas planejadas, mesmo que a decisão gerencial seja deixar o equipamento operando até a quebra (“*Run to Failure*”), é uma decisão consciente e há um planejamento quando a falha efetivamente ocorrer, além disso, tem como vantagens (KARDEC; NASCIF, 2009):

- Programar o serviço de manutenção de acordo com os interesses da produção.
- A falha não provoca qualquer risco para o pessoal ou para a instalação.
- Melhor planejamento e qualidade dos serviços.
- Trabalhos mais baratos, rápidos e seguros.

De acordo com Kardec e Nascif (2009, p. 39), pode-se definir manutenção corretiva planejada como “a correção de falha de maneira aleatória”.

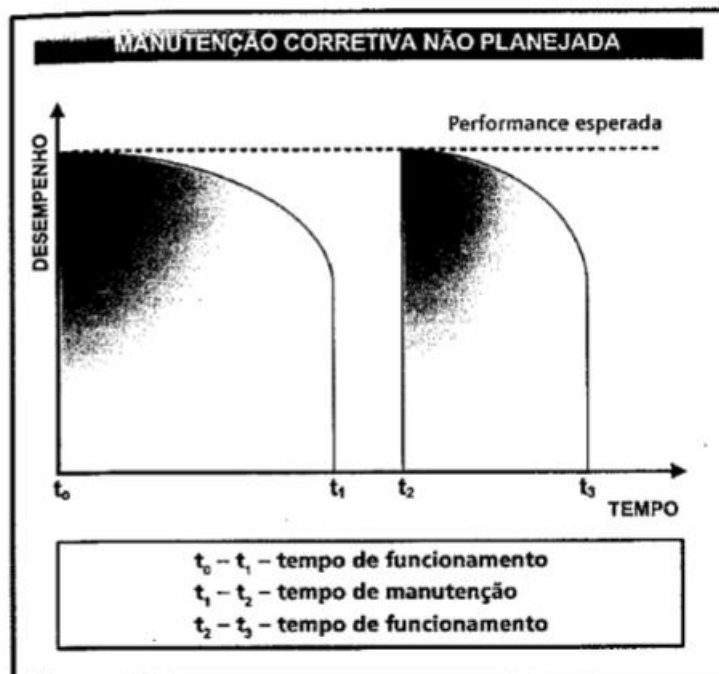
Segundo Kardec e Nascif (2009), em corretivas não planejadas a falha ou desempenho menor que o esperado já ocorreu, sendo executada de forma aleatória e sem programação prévia ou simplesmente de caráter emergencial. Os autores citam como desvantagens:

- Elevados custos, tanto associados às perdas de produção inesperadas quanto ao serviço emergencial de manutenção;
- Perda na qualidade dos produtos e da segurança operacional;
- As quebras podem estender os danos à outros equipamentos ou outros componentes do próprio equipamento;
- Elevados estoques de peças de reposição;

No geral, esse tipo de manutenção não se adequa às necessidades de competitividade atuais, pois o departamento de manutenção é comandado pelos próprios equipamentos, e não pelos gestores do departamento (KARDEC; NASCIF, 2009).

A figura 3 apresenta um gráfico ilustrativo da manutenção corretiva não planejada, demonstrando que o tempo até a falha, nesse tipo de manutenção, é aleatório pois o intervalo $t_0 - t_1$ é diferente de $t_2 - t_3$ (KARDEC; NASCIF, 2009).

Figura 3 - Comportamento gráfico de manutenção corretiva não planejada



Fonte: Kardec; Nascif, (2009).

2.3.2 Manutenção Preventiva

Segundo os autores Kardec e Nascif (2009, p. 42), o termo manutenção preventiva “é a atuação realizada de forma a reduzir ou evitar a falha ou queda no desempenho, obedecendo a um plano previamente elaborado, baseado em intervalos definidos no tempo.”

Outra definição de manutenção preventiva é expresso pela Associação Brasileira de Normas e Técnicas (1994, p. 7), como a

Manutenção efetuada em intervalos predeterminados, ou de acordo com critérios prescritivos, destinada a reduzir a probabilidade de falha ou a degradação do funcionamento de um item.

Em termos gerais, a essência da manutenção preventiva é a substituição de peças ou componentes antes que atinjam a idade em que passam a ter risco de quebra, tendo como base científica o conhecimento estatístico da taxa de defeito das peças, equipamentos ou sistemas ao longo do tempo. Portanto, é também definida como a manutenção baseada em intervalos de tempo (LIMA; CASTILHO, 2006).

Segundo Monchy (1989), os objetivos da manutenção preventiva são:

- Aumentar a confiabilidade do equipamento e reduzir a falha em serviço.
- Aumentar a duração da vida eficaz do equipamento.
- Melhorar o planejamento dos trabalhos, e assim, as relações com a produção.
- Reduzir e regularizar a carga de trabalho.
- Facilitar a gerência de estoques.
- Aumentar a segurança.

De acordo com Kardec e Nascif (2009), a manutenção preventiva será tanto mais conveniente quanto maior for a simplicidade na reposição, quanto maiores os custos associados com as falhas, quanto mais prejudicial as falhas forem à produção e maiores as implicações das falhas em segurança. Citam também os principais fatores levados em consideração para utilização de uma estratégia de manutenção preventiva:

- Não é possível a adoção de um plano de manutenção preditiva.
- Aspectos de segurança pessoal ou da instalação tornam mandatória a intervenção, normalmente para substituição de componentes.
- Equipamentos críticos de difícil liberação operacional.
- Riscos ao meio ambiente.
- Sistemas complexos ou de operação contínua.

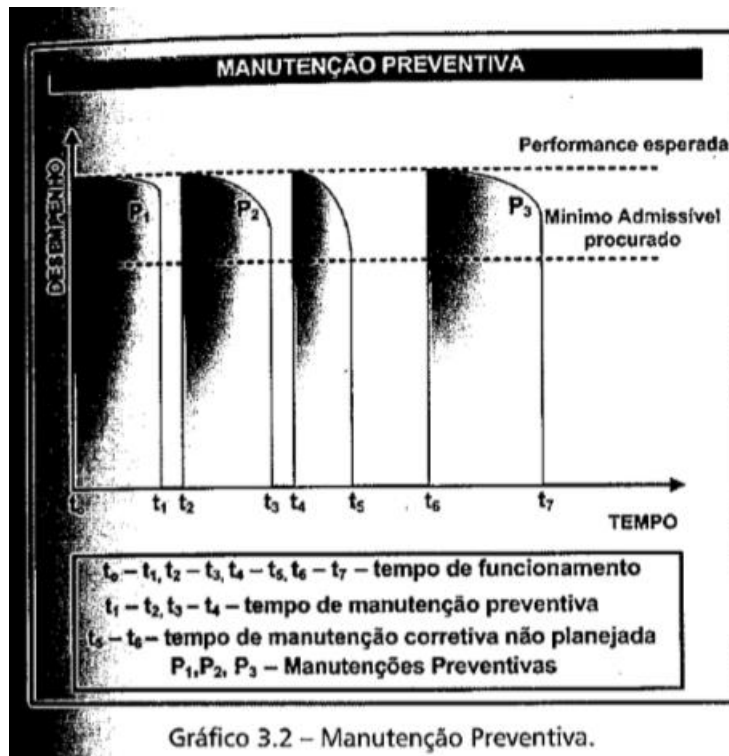
Apesar de proporcionar as vantagens citadas acima, os autores Kardec e Nascif (2009) citam como desvantagem da manutenção preventiva a retirada do equipamento ou sistema de operação para execução dos serviços programados, muitas vezes sem necessidade de intervenção. Além disso, essa intervenção periódica pode introduzir defeitos não existentes nos equipamentos devido às falhas humanas, danos durante partidas e paradas ou falhas nos próprios procedimentos de manutenção.

Os autores Kardec e Nascif (2009) acrescentam ainda que nem sempre os fabricantes fornecem dados precisos para adoção de planos de manutenção preventiva. Além disso, a definição de periodicidade e substituição deve ser estipulada para cada instalação ou no máximo plantas similares operando em condições também similares. Portanto, em sua fase inicial de operação, podem levar à ocorrência de falhas antes de completar o período estimado para a intervenção ou até mesmo a intervenção prematura.

Apesar da manutenção preventiva ser bastante eficiente e aplicada pela grande maioria das empresas atualmente, esse tipo de manutenção pode não ser a melhor alternativa. Isso pode ser explicado pela periodicidade definida, pois aumenta os custos com a substituição de componentes das máquinas e com a utilização de mão-de-obra, além de que alguns tipos de componentes, quando substituídos, são mais susceptíveis a falhas no início de sua vida útil (curva da banheira). Esse tipo de manutenção se posiciona como a segunda manutenção com maior custo na indústria (SILVEIRA, 2017).

Através do gráfico apresentado na figura 4, observa-se que o tempo de funcionamento, quando cumprir o plano de preventiva, são intervalos fixos e pré-determinados ($t_0 - t_1$, $t_2 - t_3$, $t_6 - t_7$). Vale observar que uma quebra inesperada (corretiva não planejada) ocorreu após a segunda manutenção preventiva (P2), no intervalo de $t_4 - t_5$ (KARDEC; NASCIF, 2009).

Figura 4 - Comportamento gráfico de manutenção preventiva



Fonte: Kardec; Nascif, (2009).

2.3.3 Manutenção Preditiva

Segundo Kardec e Nascif (2009, p. 44 e 45), manutenção preditiva

É a atuação realizada com base na modificação de parâmetros de condição ou desempenho, cujo acompanhamento obedece a uma sistemática. Através de técnicas preditivas é feito o monitoramento da condição e a ação de correção, quando necessária, é realizada através de uma manutenção corretiva planejada.

A manutenção preditiva é também conhecida por manutenção sob condição ou manutenção com base no estado do equipamento. É a primeira grande quebra de paradigma na manutenção e evolui na medida que são desenvolvidos equipamentos que permitem a avaliação confiável das instalações e sistemas operacionais. Seu objetivo é prevenir a falha nos equipamentos ou sistemas através do acompanhamento de parâmetros diversos, permitindo assim a operação contínua do equipamento pelo maior tempo possível (KARDEC; NASCIF, 2009).

Segundo Monchy (1989), é uma forma moderna de manutenção, em que permite assegurar a operação contínua do equipamento com o objetivo de prevenir as falhas esperadas,

onde a intervenção é tomada no momento que há evidências experimentais de defeito iminente, ou quando há a aproximação de um patamar de degradação previamente estabelecidos.

De forma geral, a manutenção preditiva pode ser considerada como uma forma evoluída da manutenção preventiva, pois é realizada com o equipamento produzindo, sem promover a parada do mesmo como na manutenção preventiva, privilegiando a disponibilidade de operação (LIMA; CASTILHO, 2006).

Além disso, o aperfeiçoamento da informática tornou possível estabelecer previsões de possíveis falhas através da análise de certos parâmetros nos sistemas produtivos que indicam o desempenho dos equipamentos. Dessa forma, as intervenções são realizadas somente quando necessária (LIMA; CASTILHO, 2006).

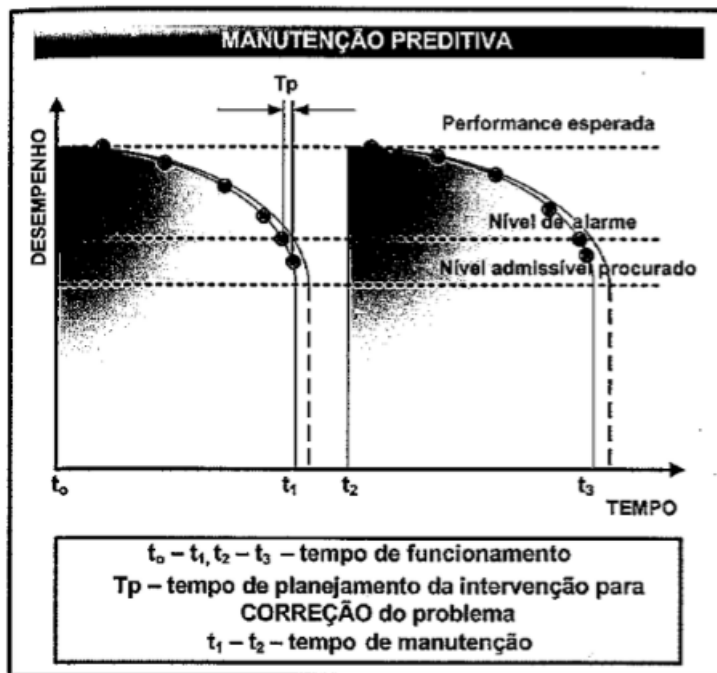
De acordo com Lima e Castilho (2006), o que impede a aplicação de forma generalizada desse tipo de manutenção é o grande volume de recursos iniciais, como mão de obra qualificada e treinada, restringindo sua utilização para sistemas industriais complexos.

Segundo Kardec e Nascif (2009), esse tipo de manutenção prediz as condições do equipamento e, quando atingido certo grau de degradação previamente estabelecido, é tomada uma ação corretiva planejada, intervindo o mínimo possível na planta de produção. Porém, os autores citam as desvantagens e necessidades básicas para utilizar essa estratégia de manutenção:

- Exige qualificação da mão de obra responsável pela análise e formulação do diagnóstico.
- O equipamento, sistema ou instalação deve permitir algum tipo de monitoramento ou medição.
- Em função dos altos custos envolvidos, o equipamento, sistema ou instalação deve merecer esse tipo de ação.
- As falhas devem ser oriundas de causas que possam ser monitoradas e ter sua progressão acompanhada.
- Seja estabelecido um programa de acompanhamento, análise e diagnóstico, sistematizado.

Através do gráfico apresentado na figura 5, observa-se que o tempo de funcionamento ($t_0 - t_1$ e $t_2 - t_3$) se estende até a medição de condição apontar para baixo desempenho quando atingido o nível de alarme. A partir dessa constatação, tem-se o tempo T_p para planejar a ação corretiva planejada (KARDEC; NASCIF, 2009).

Figura 5 - Comportamento gráfico de manutenção preditiva



Fonte: Kardec; Nascif, (2009).

Através do gráfico representado acima, observa-se que o tempo de funcionamento ($t_0 - t_1$ e $t_2 - t_3$) se estende até a medição de condição apontar para baixo desempenho quando atingido o nível de alarme. A partir dessa constatação, tem-se o tempo T_p para planejar a ação corretiva planejada (KARDEC; NASCIF, 2009).

2.3.4 Manutenção detectiva

Segundo Kardec e Nascif (2009, p. 47),

Manutenção Detectiva é a atuação efetuada em sistemas de proteção, comando e controle, buscando detectar falhas ocultas ou não perceptíveis ao pessoal de operação e manutenção.

Historicamente, esse tipo de manutenção começou a ser mencionado na literatura a partir da década de 90. Nele, tarefas são executadas para verificar se um sistema ainda está funcionando, ou seja, especialistas fazem verificações em sistemas sem tirá-los de operação, tornando possível detectar falhas ocultas e corrigir a situação sem tirar o sistema de operação. A identificação de falhas ocultas é primordial para garantir a confiabilidade (KARDEC; NASCIF, 2009).

Algumas falhas têm um efeito imediato e direto sobre o desempenho de máquinas e equipamentos, já outras não apresentam o mesmo efeito imediato, como os sistemas de comando e proteção, porém, podem gerar consequências desastrosas no decorrer do funcionamento do equipamento. Para detectar essas falhas antes que incidentes aconteçam, ou implique em paradas de produção, é preciso que a manutenção detectiva entre em ação (BRANCO, 2010).

A nomenclatura e conceito ainda são muito novos no Brasil, sendo muitas vezes confundida com a manutenção corretiva planejada. Esse tipo de manutenção visa detectar falhas ocultas ou imperceptíveis em equipamentos, sistemas de proteção e de comandos. Os períodos de inspeção podem ser realizados por mão de obra qualificada ou por operadores (BRANCO, 2010).

Segundo Branco (2010), esse tipo de manutenção é mais aplicado para sistemas automatizados, onde o controle das atividades e tarefas são feitas com base em comandos de sistemas e circuitos. Um exemplo prático é na transmissão de dados para o funcionamento de sistemas de geradores, se faltar luz e falhar o sistema, eles não funcionam.

Portanto, quanto maior o emprego da automação e instrumentos de comando, maior a necessidade e tendência de crescimento das ações específicas de manutenção detectiva nas empresas (BRANCO, 2010).

2.3.5 Engenharia de Manutenção

De acordo com Kardec e Nascif (2009, p. 50), engenharia de manutenção “é a segunda quebra de paradigma na Manutenção”. Os autores afirmam que praticar engenharia de manutenção significa uma mudança cultural.

A engenharia de manutenção é o suporte técnico da manutenção e está dedicada a consolidar rotinas e implementar melhorias. Dentre as principais atribuições da engenharia de manutenção, podem-se destacar (KARDEC; NASCIF, 2009):

- Aumento de confiabilidade e disponibilidade.
- Melhoria da manutenibilidade.
- Aumento de segurança.
- Eliminar problemas crônicos.
- Solucionar problemas tecnológicos.
- Melhorar a capacitação do pessoal.
- Gerir materiais e sobressalentes.

- Participar de novos projetos.
- Dar suporte à execução.
- Fazer análise de falhas e estudos.
- Elaborar planos de manutenção e inspeção e fazer sua análise crítica.
- Acompanhar os indicadores.
- Zelar pela documentação técnica.

Segundo Kardec e Nascif (2009, p. 50), “Engenharia de Manutenção significa perseguir benchmarks, aplicar técnicas modernas, estar nivelado com a manutenção do Primeiro Mundo”.

2.4 MANUTENÇÃO PREDITIVA POR ANÁLISE DE VIBRAÇÃO

De acordo com Cyrino (2015), uma das técnicas da manutenção preditiva é o método de análise das vibrações, onde o conhecimento do estado da máquina é feito através de medições periódicas de vibração de um ou mais parâmetros significativos, prolongando a vida útil do equipamento e evitando paradas inesperadas e substituição desnecessária de peças.

A manutenção preditiva por análise de vibração é feita com base nos dados coletados por aparelhos específicos que detectam condições excessivas de vibração, a partir disso é feito o diagnóstico e análise de tendência de falhas. Por conta disso, torna-se possível indicar, com antecedência, eventuais defeitos ou falhas e traçar um plano de ação para corrigir o problema, evitando paradas inesperadas e desnecessárias no equipamento (CYRINO, 2015).

Segundo Cyrino (2015), o registro das vibrações são feitos através de sensores que convertem a energia mecânica de vibração em sinais elétricos, colocados em pontos estratégicos nas máquinas. Os sinais elétricos, por sua vez, são encaminhados para aparelhos registradores ou analisadores de vibração. Os dados são então armazenados e, posteriormente, interpretados por especialistas, de modo a se obter uma verdadeira radiografia dos componentes de uma máquina.

De acordo com Cyrino (2015), os sistemas e instrumentos para o monitoramento periódico da vibração podem ser classificados em três níveis, como citados abaixo.

Medidores de vibração de nível global (sem filtro) são instrumentos capazes de medir o valor global de vibração em uma extensa faixa de frequência. As medições são comparadas com padrões gerais (normas) ou valores de referências estabelecidos para cada máquina. O medidor de vibração de nível global, embora apresente boa capacidade de detecção de mau

funcionamento das máquinas, são limitados para a identificação e diagnóstico de alguns tipos das falhas mecânicas (CYRINO, 2015),

Medidores de vibração com análise de frequência (com filtro) são instrumentos capaz de medir o nível de vibração global sobre uma faixa larga de frequência, refletindo o nível de vibração dos componentes de frequência dominantes do espectro, que são os componentes mais importantes para serem monitorados (CYRINO, 2015).

Analisadores de frequência por Transformada de Fourier são equipamentos que executam a transformada de Fourier do sinal e geram o espectro de frequência. Indicados para os casos onde se deseja uma análise por frequência com larguras de filtro muito estreitas (CYRINO, 2015).

2.4.1 Detecção vs Causa de falhas mecânicas

Existe uma grande diferença entre detectar um problema no equipamento e analisar a causa do problema. Apenas substituir um rolamento com problema pode não ser a solução. Usualmente, uma falha secundária é atribuída à falha primária do rolamento. Para resolver o problema, deve-se achar a falha secundária para resolver a falha primária, onde no caso da falha do rolamento pode ser um desalinhamento, folgas ou desbalanceamento. Esse processo é referenciado como achar a causa raiz da falha (MAIS; BRADY, 2002).

2.4.2 Características de vibração mecânica

Vibração é o comportamento dos componentes de uma máquina quando submetidos à forças internas e externas. Muitas falhas mecânicas geram vibram vibrações excessivas características, portanto é uma técnica muito útil de acompanhamento da condição da máquina. O sinal gerado na coleta de vibração mecânica é uma onda mecânica e pode ser caracterizada por sua amplitude e frequência (MAIS; BRADY, 2002).

Frequência é o número de vezes que um comportamento se repete em um determinado período de tempo, sendo um bom indicativo do tipo e causa da falha que está ocorrendo na máquina. Já amplitude é o tamanho do sinal, sendo um bom indicativo da severidade da falha que está ocorrendo na máquina, quanto maior a amplitude, maior a vibração e maior o problema. Existem quatro maneiras diferentes de expressar o nível de amplitude de uma medição: Pico-a-Pico, Pico, RMS e Valor-Médio (MAIS; BRADY, 2002).

Segundo SKF Service ([200-?]), em termos de análise de vibração, o valor RMS (raíz média quadrática) é a medição mais relevante, pois leva em consideração o histórico no tempo da onda e dá um valor de nível, o qual é diretamente relacionado à energia contida na vibração e, portanto, da sua capacidade destrutiva. Seguem abaixo as relações entre os tipos de medição (SKF SERVICE, [200-?]):

$$\text{Valor Médio} = 0.637 \times \text{Pico} \quad (1)$$

$$\text{Valor Médio} = 0.90 \times \text{RMS} \quad (2)$$

$$\text{Pico-a-Pico} = 2 \times \text{Pico} \quad (3)$$

$$\text{Pico} = 1.414 \times \text{RMS} \quad (4)$$

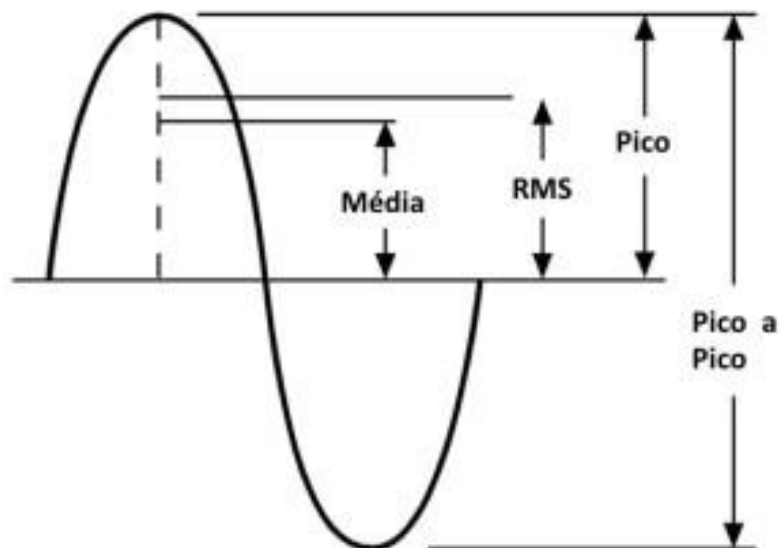
$$\text{Pico} = 1.57 \times \text{Valor Médio} \quad (5)$$

$$\text{RMS} = 0.707 \times \text{Pico} \quad (6)$$

$$\text{RMS} = 1.11 \times \text{Valor médio} \quad (7)$$

Na figura 6, estão representados, esquematicamente, os valores correspondentes às amplitudes de onda.

Figura 6 - Valores de onda



Fonte: Athos eletronic, (2016).

2.4.3 Monitoramento multi-parâmetros

Em análise de vibração, são utilizadas múltiplas técnicas e parâmetros de medição de modo a se coletar as informações mais significativas da condição da máquina para cada defeito.

Os principais parâmetros utilizados são: velocidade de vibração, aceleração de vibração, envelope de aceleração, HFD, SEE (SKF SERVICE, [200-?]).

O parâmetro velocidade de vibração detecta falhas como desbalanceamento, desalinhamento, folgas e falhas de rolamento em estágio avançado. Essas falhas são caracterizadas como sendo de baixa frequência, pois são eventos que ocorrem próximo da velocidade de rotação da máquina e seus primeiros harmônicos. A partir do décimo harmônico já são consideradas altas frequências (SKF SERVICE, [200-?]).

O parâmetro aceleração detecta falhas como cavitação em bombas centrífugas, falta de lubrificação em mancais de rolamento, eventos que ocorrem em altas frequências, ou seja, acima do décimo harmônico da rotação do conjunto mecânico (SKF SERVICE, [200-?]).

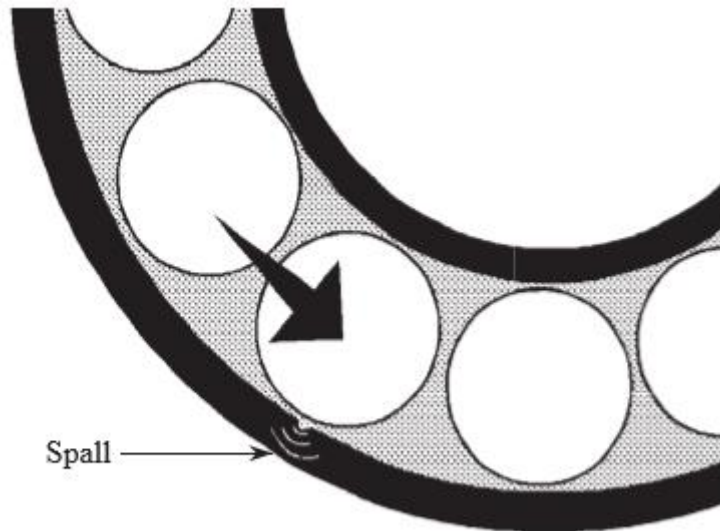
O parâmetro de envelope de aceleração utiliza uma técnica que filtra vibrações periódicas e realça efeitos impulsivos (choques) e de modulação. Basicamente, eventos harmônicos em baixa frequência são filtrados, ressaltando eventos harmônicos de altas frequências. Falhas com características impulsivas (choques), como as iniciais de rolamento, engrenamentos, alguns tipos de folga, são detectadas por esse parâmetro (SKF SERVICE, [200-?]).

Falhas iniciais em rolamentos e engrenamentos geram sinais de vibração de baixas amplitudes e altas frequências em relação às falhas usuais. Portanto, a técnica de envelope é utilizada para filtrar os sinais de vibração em baixa frequência e realçar a faixa de frequências de defeitos em componentes de rolamento. Técnica amplamente utilizada para defeitos de rolamentos e engrenamentos, onde a vibração da estrutura e componentes móveis podem esconder as falhas desses componentes, por serem de baixa amplitude e altas frequências (SKF RELIABILITY SYSTEMS, 2000).

Por exemplo, se um rolamento possui um defeito em sua pista externa, cada elemento rolante que passar por esse defeito gera um pequeno sinal de vibração repetitivo na frequência de defeito de rolamento. Porém, esse sinal é de tão baixa energia que, em um monitoramento comum, é perdido por vibrações estruturais e componentes móveis na máquina (SKF RELIABILITY SYSTEMS, 2000).

A figura 7 ilustra um defeito no anel externo do rolamento e os choques provocados na passagem dos elementos rolantes, gerando um pequeno sinal de vibração captado pela técnica de envelope.

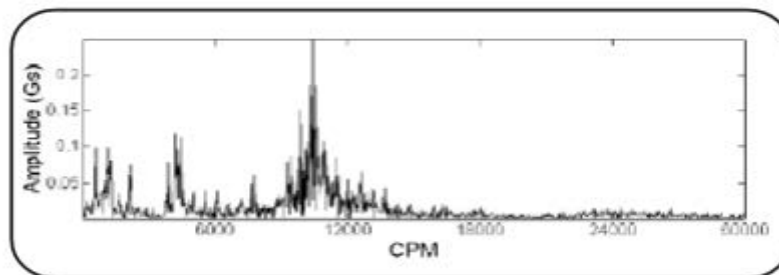
Figura 7 - Rolamento com falha em seu anel externo



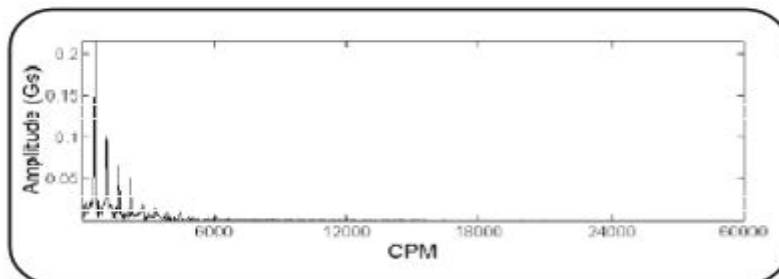
Fonte: SKF Reliability Systems, (2000).

A figura 8 compara o gráfico espectral do parâmetro de aceleração com o gráfico espectral do parâmetro de envelope de aceleração, ou seja, demonstra os efeitos do filtro da técnica de envelope.

Figura 8 - Sinal filtrado com a técnica de envelope de aceleração



A Spalled Bearing's Acceleration Vibration Spectrum.



The Same Bearing's Enveloped Acceleration Spectrum.

Fonte: SKF Reliability Systems, (2000).

2.4.4 Gráficos utilizados em análise de vibração

Em análise de vibração, são utilizados três principais gráficos para acompanhar o estado de uma máquina: gráficos de tendência do valor global, espectrais FFT e formas de onda (SKF SERVICE, [200-?]).

Nos gráficos de tendência do valor global, é representada uma curva das vibrações em uma faixa de frequências determinada, em função do tempo. Em termos gerais, são gráficos para proporcionar uma visualização rápida da condição da máquina, onde pequenas mudanças no valor global podem significar grandes mudanças na condição da máquina. Em contrapartida, não indicam a causa da vibração (SKF SERVICE, [200-?]).

Gráficos de tendência é provavelmente a forma mais eficiente e confiável de avaliar-se a condição de vibração, pois compara as medições mais recentes com anteriores da própria máquina em relação ao tempo (SKF RELIABILITY SYSTEMS, 2000).

No geral, cada máquina opera de forma única, por exemplo: medições que seriam consideradas um problema para a maioria das máquinas é normal para uma máquina em particular (SKF RELIABILITY SYSTEMS, 2000).

No geral, gráficos de tendência são lineares, plotando a medição de vibração atual e anteriores sobre o tempo, possibilitando visualizar como os valores estão mudando e suas tendências (SKF RELIABILITY SYSTEMS, 2000).

Além do mais, o histórico de medições de vibração deve fornecer um intervalo para o valor de vibração ser aceitável, onde os limites de normalidade são usualmente chamados de alerta e alarme. Esse intervalo aceitável pode ser determinado quando outros indicadores mostrarem que a máquina está operando bem sob um determinado histórico de medições (SKF RELIABILITY SYSTEMS, 2000).

Para programas de monitoramento de vibração implantados recentemente, onde não há histórico para os equipamentos, são utilizadas normas (SKF SERVICE, 200-).

A figura 9 representa a norma ISO 10816, apresentando os valores aceitáveis de vibração de acordo com o tipo de equipamento.

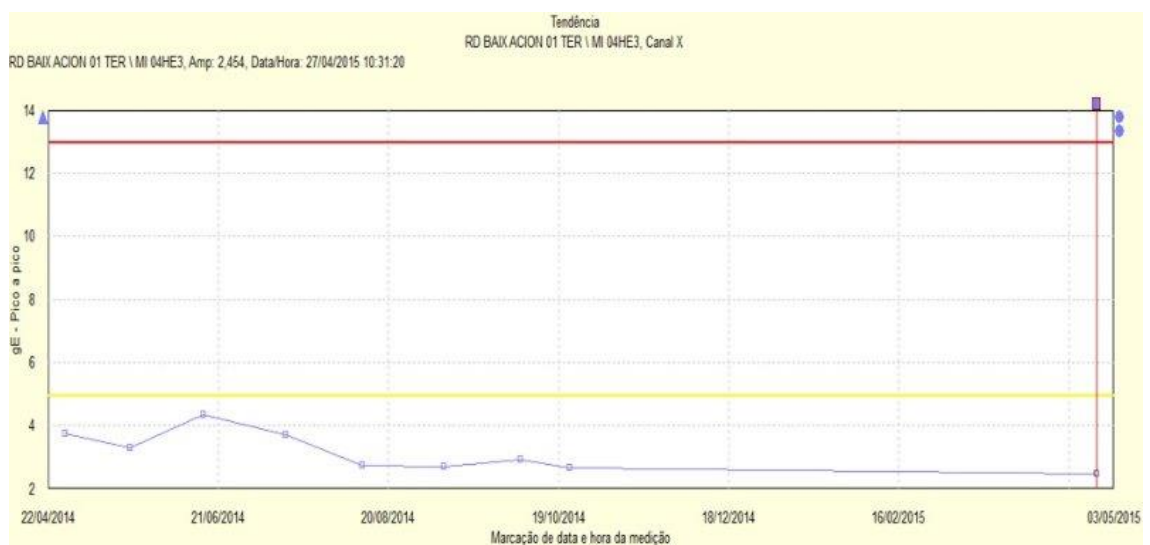
Figura 9 - Valores aceitáveis de velocidade de acordo com a norma ISO 10816

VIBRATION SEVERITY PER ISO 10816						
	Machine		Class I small machines	Class II medium machines	Class III large rigid foundation	Class IV large soft foundation
	in/s	mm/s				
Vibration Velocity Vrms	0.01	0.28				
	0.02	0.45				
	0.03	0.71			good	
	0.04	1.12				
	0.07	1.80				
	0.11	2.80		satisfactory		
	0.18	4.50				
	0.28	7.10	unsatisfactory			
	0.44	11.2				
	0.70	18.0				
	0.71	28.0	unacceptable			
	1.10	45.0				

Fonte: Reliability Direct, (2017).

A figura 10 apresenta um gráfico de tendência utilizado em análise de vibração. Nele, é possível observar as medições coletadas ao longo do tempo e as linhas em amarelo e vermelho, indicando o alerta e alarme, respectivamente.

Figura 10 - Gráfico de tendência parâmetro de envelope de aceleração



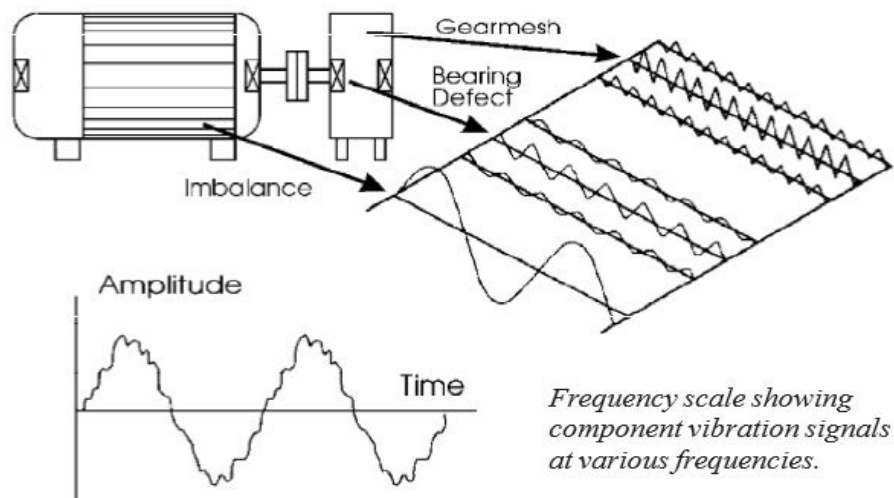
Fonte: Acorsi, (2016).

Nos gráficos espectrais FFT, sigla para Fast Fourier Transform ou Transformada Rápida de Fourier, mostra o sinal de vibração como um componente de frequências. No geral, esse tipo de gráfico é utilizado para determinar a causa das vibrações, pois fornece a capacidade de análise por frequência (SKF SERVICE, [200-?]).

A Transformada Rápida de Fourier de um sinal é uma forma de ver o sinal de vibração de uma maneira mais útil para análise de vibração. É uma ferramenta extremamente útil, pois se existir um problema no maquinário, o espectro FFT fornece informações sobre a localidade e causa do problema e, ainda, fazer previsões do tempo até o problema se tornar crítico. Sabe-se que certos problemas de máquinas ocorrem em certas frequências, portanto, em uma análise espectral FFT, procura-se por mudanças de amplitude em certas frequências (SKF RELIABILITY SYSTEMS, 2000).

A figura 11 representa um sinal de vibração ilustrativo, observa-se que a vibração nos equipamentos se caracteriza por ocorrer em diversas frequências.

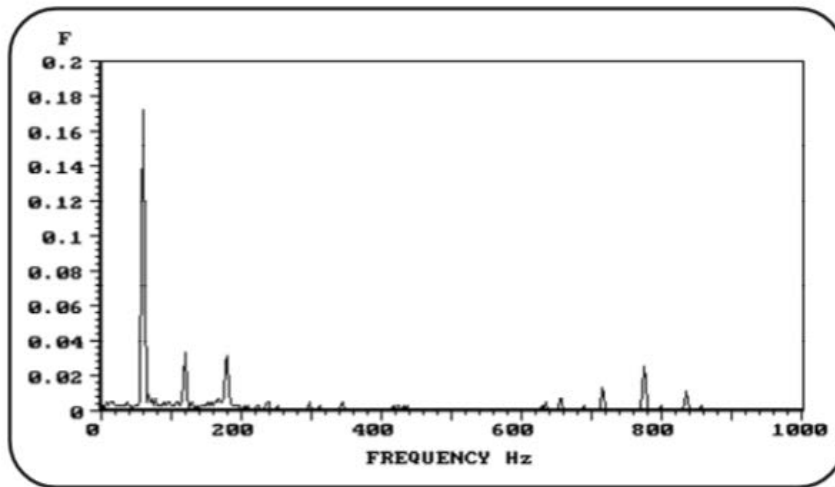
Figura 11 - Sinal de onda típico de vibrações em máquinas, ocorrem em várias frequências



Fonte: SKF Reliability Systems, (2000).

A figura 12 apresenta um gráfico espectral FFT, observa-se elevadas amplitudes em determinadas frequências. Esse tipo de gráfico é utilizado para determinar a causa das vibrações.

Figura 12 - Gráfico espectral FFT, sinal como componente de frequências



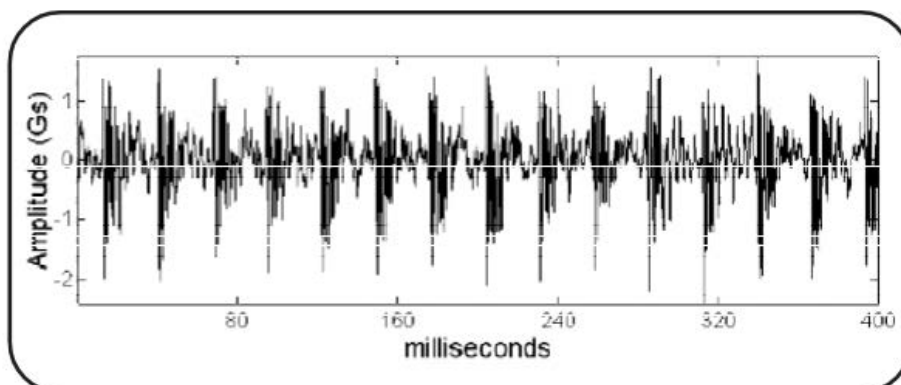
Fonte: SKF Reliability Systems, (2000).

Formas de onda são gráficos do sinal de vibração bruto obtidos por acelerômetro ou sondas de velocidade, apresentando a forma de amplitude por tempo e disponibilizando uma pequena amostra no tempo do sinal de vibração (SKF SERVICE, [200-?]).

No geral, esse tipo de gráfico não é tão útil quanto os outros tipos para análise, porém, pode fornecer pistas para defeitos em máquinas que não são tão evidentes em gráficos espectrais. Esse tipo de gráfico é excelente para identificar impulsos individuais em um sinal de vibração e modulações (SKF RELIABILITY SYSTEMS, 2000).

Na figura 13 pode-se visualizar um gráfico ilustrativo da forma de onda, também auxiliando na análise de vibração.

Figura 13 - Sinal em forma de onda



Fonte: SKF Reliability Systems, (2000).

2.4.5 Condições de monitoramento

Selecionar os pontos de medição nas máquinas é um passo muito importante para estabelecer um programa de coleta e monitoramento de vibração (MAIS; BRADY, 2002).

Para as coletas de medições, deve-se evitar superfícies pintadas e irregulares, zonas sem carga em rolamentos. Essas condições comprometem a qualidade do sinal coletado. Além disso, é fundamental para o coletor prestar atenção em alguns fatores como: posição do sensor, ângulo do sensor e pressão de contato (MAIS; BRADY, 2002).

Quando possível, a vibração deve ser medida como uma matriz ortogonal (três direções para cada mancal): axial, horizontal e vertical (MAIS; BRADY, 2002).

O plano horizontal de medição é o mais importante em termos de vibração, pois é nessa direção que a máquina apresenta os maiores níveis de vibração, pois as máquinas, no geral, são mais flexíveis no plano horizontal. Em contrapartida, medições no plano vertical usualmente apresentam menos vibração em relação ao horizontal, pela rigidez de montagem e ação gravitacional. Já as medições axiais são as que apresentam menores níveis de vibração sob condições ideais pela maioria das forças geradas serem perpendiculares ao eixo (MAIS; BRADY, 2002).

Vale ressaltar que o parágrafo acima diz respeito aos equipamentos típicos (montados horizontalmente), segundo Mais e Brady (2002), equipamentos montados verticalmente ou de formas atípicas podem apresentar variações.

De forma geral, os locais escolhidos para coletar as medições de vibração tem evoluído nos últimos 30 anos. Conceitualmente, as medições devem ser realizadas nas direção dos mancais de rolamento, sempre o mais próximo possível dos rolamentos (SKF SERVICE, [200-?]).

Para equipamentos montados horizontalmente, as medições devem ser efetuadas (em cada mancal) na direção da linha das linhas de centro do mancal de rolamento nas duas direções: horizontal e vertical. Além disso, no mínimo uma posição axial de monitoramento para cada eixo de um sistema de vários eixos (SKF SERVICE, [200-?]).

Em contrapartida, para equipamentos montados verticalmente, as medições devem ser efetuadas em uma direção radial em cada mancal de rolamento (posicionado horizontalmente), de preferência deslocado 90° a partir do plano de descarga caso o equipamento seja uma bomba (SKF SERVICE, [200-?]).

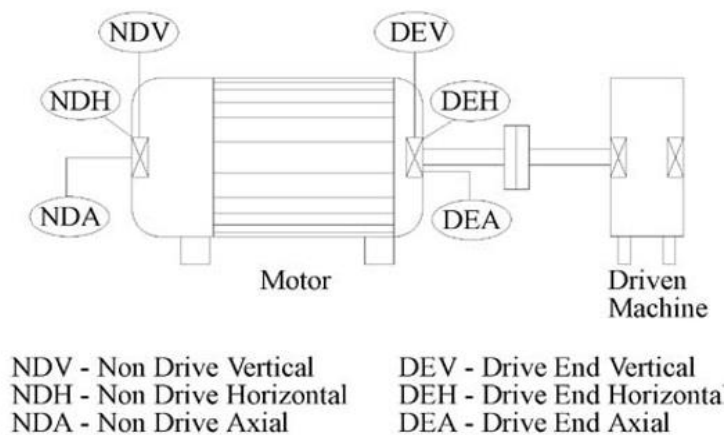
De acordo com Mais e Brady (2002), as medições devem ser efetuadas sempre em superfícies planas e precisamente no mesmo ponto, mover o acelerômetro apenas algumas polegadas do ponto usual pode produzir medições drasticamente diferentes.

Para assegurar que as medições sejam efetuadas sempre no mesmo ponto para garantir a assertividade do sinal de vibração medido, o ponto pode ser marcado com tintas permanentes, por exemplo (MAIS; BRADY, 2002).

É altamente recomendado utilizar, quando possível, sensores montados permanentemente ou utilização de coletores com bases magnéticas (MAIS; BRADY, 2002).

A figura 14 apresenta os pontos de medição de vibração em um motor elétrico, observa-se que a medição é realizada em cada mancal e nas três direções: horizontal, vertical e axial.

Figura 14 - Pontos de medição de vibração em um motor elétrico



The same measurements made on the Motor are also made on the Driven Machine.

Fonte: Mais; Brady, (2002).

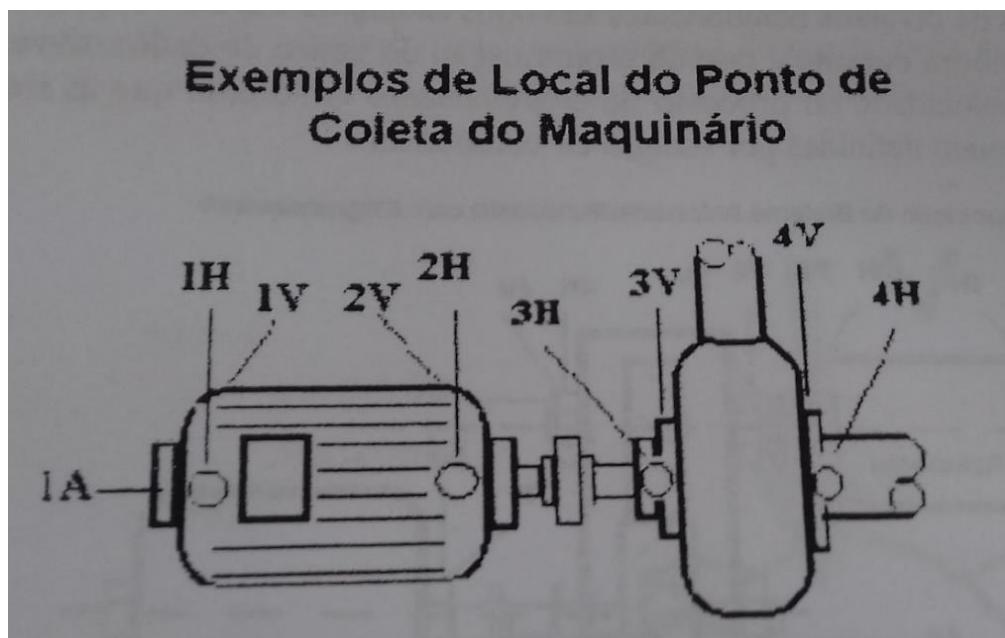
Segundo Jason e Brady (2002), outro ponto importante a destacar é que, idealmente, as medições de vibração devem ser efetuadas enquanto a máquina está operando em suas condições normais. Por exemplo, quando o rotor, alojamentos e rolamentos principais atinjam as condições normais de temperatura e operação (voltagem, vazão, pressão, carga e rotação). Em relação às máquinas que trabalham com rotações e condições variáveis, é recomendada a medição nas condições mais severas para o equipamento rotativo.

Como os equipamentos variam de configuração dependendo do tipo, tamanho, função e componentes, para identificação dos pontos de coleta é utilizado o fluxo de energia através do sistema, partindo da máquina motora para a máquina geradora (SKF SERVICE, [200-?]).

Segundo SKF Service ([200-?]), a identificação segue a seguinte sequência: numerar cada mancal em sequência, partindo do mancal do lado oposto ao acoplamento (LOA) da unidade motora (motor ou turbina por exemplo), passando pelo mancal do lado acoplado (LA) da mesma unidade motora, seguida pelo trêm de potência (direção do fluxo de energia), em direção à unidade geradora (bomba ou ventilador por exemplo), chegando ao mancal do lado acoplado (LA) da unidade geradora e ao último mancal do lado oposto ao acoplamento (LOA) da unidade geradora.

O fluxo de energia, numeração dos mancais e pontos de medição pode ser representado esquematicamente a partir figura 15:

Figura 15 - Fluxo de potência para uma moto-bomba e os respectivos pontos de medição



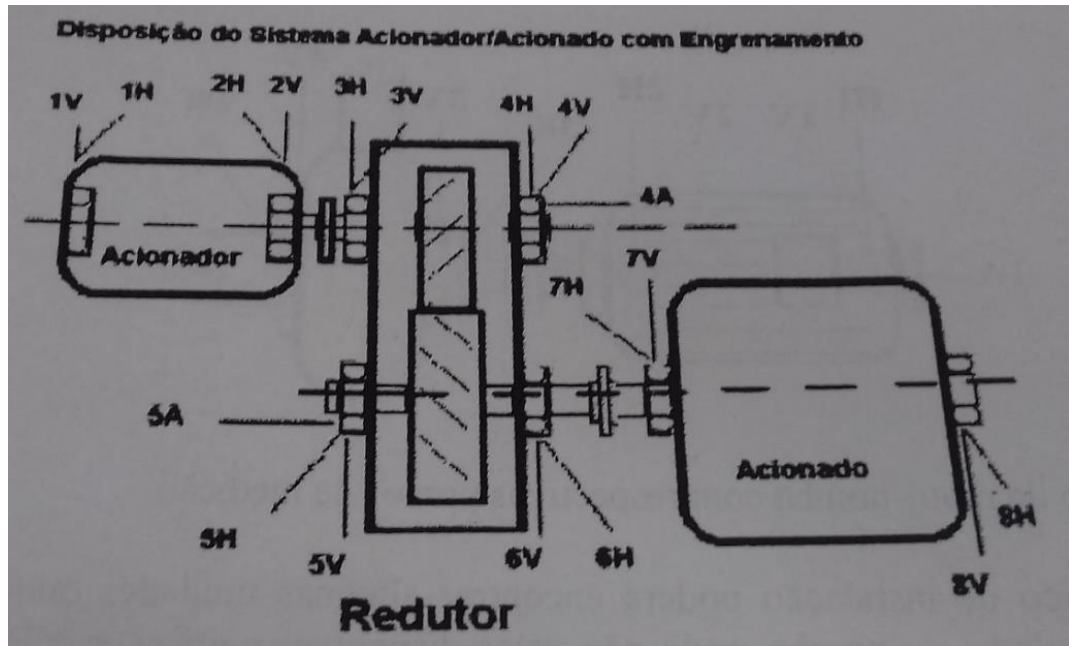
Fonte: SKF Service, ([200-?]).

A partir da figura acima, representando uma moto bomba montada horizontalmente, são enumerados os pontos de medição de acordo com os 4 mancais e direções medidas em cada um deles (SKF SERVICE, [200-?]):

- Lado não acoplado do motor (LOA): 1H, 1V, 1A.
- Lado acoplado do motor (LA): 2H, 2V.
- Lado acionado da bomba (LA): 3H, 3V.
- Lado não acoplado da bomba (LOA): 4H, 4V.

Pode-se visualizar o fluxo de energia, numeração dos mancais e pontos de medição em outras máquinas como o redutor representado na figura 16:

Figura 16 - Fluxo de energia para um redutor e os respectivos pontos de medição



Fonte: SKF Service, ([200-?]).

De acordo com SKF Service ([200-?]), os caracteres que seguem a identificação do ponto (1, 2, 3 ou 4 por exemplo) e direção (V, H, A ou R) identificam o parâmetro de medição física, isto é, deslocamento, velocidade, aceleração ou envelope de aceleração. Seguem alguns exemplos de nomenclaturas completas, isto é, com a posição do mancal, direção e parâmetro de medição (SKF SERVICE, [200-?]):

- 1VVEL: Ponto 1, Direção vertical, Medição de velocidade.
- 1HACC: Ponto 1, Direção horizontal, Medição de aceleração.
- 1AD: Ponto 1, Direção axial, Medição de deslocamento.
- 2AgE3: Ponto 2, Direção axial, Medição de envelope de aceleração, Filtro n° 3.

2.4.6 Informações úteis em análise de vibração

De acordo com Mais (2002), para estabelecer um programa de monitoramento de condição de vibração nos equipamentos rotativos, algumas informações são essenciais para posterior análise de vibração e identificação de possíveis falhas.

Uma das principais informações é a rotação do conjunto mecânico, pois está relacionada com a maioria dos problemas detectados por análise de vibração (MAIS, 2002).

Em máquinas cujo acionamento é feito por motores de indução, basta conhecer o número de polos e a frequência da rede elétrica, onde no Brasil é de 60 [Hz]. O valor calculado é a

velocidade síncrona, vale ressaltar que a velocidade nominal é um pouco abaixo da síncrona pelo fator de escorregamento. Os fabricantes de motores elétricos fornecem a rotação nominal na plaqueta do equipamento (MORAES, 2012).

As figuras 17 e 18 apresentam as fórmulas matemáticas para o cálculo da velocidade síncrona e escorregamento em motores elétricos de indução.

Figura 17 - Velocidade síncrona de motores elétricos de indução

$$N_s = \frac{120.f}{p}$$

Onde:
 N_s = Velocidade Síncrona em RPM
 f = Frequência em Hz
 p = Números de polos

Fonte: Moraes, (2012).

Figura 18 – Escorregamento em motores elétricos de indução

$$S = \frac{(N_s - N)}{N_s} \times 100$$

Onde:
 S - Escorregamento em %
 N_s - Velocidade Síncrona em RPM
 N - Velocidade no Rotor em RPM

Fonte: Moraes, (2012).

Para máquinas de rotação variável, a leitura pode ser feita em campo ou salas de controle através de instrumentos instalados no equipamento (MAIS, 2002).

De acordo com Mais (2002), a rotação do conjunto mecânico é fundamental em análise de vibração por espectro FFT, pois procura-se por picos de amplitude na rotação do conjunto mecânico, sendo normalmente o primeiro pico significante lendo o espectro da esquerda para a direita. Além disso, procura-se também por picos de amplitude nos harmônicos da rotação do conjunto mecânico para identificar possíveis falhas no equipamento.

Outras informações são úteis para a um programa de monitoramento de vibração, como (MAIS, 2002):

- Posição do equipamento: horizontal ou vertical.
- Em bombas ou ventiladores, saber o número de pás ou impelidores.
- Para os rolamentos, saber suas frequências de defeito;
- Para sistemas de engrenamento, conhecer o número de dentes de cada engrenagem;
- Para sistemas de correias, saber o comprimento da mesmas;

- Conhecer a rotação de equipamentos próximos, pois a vibração pode ser transmitida através da fundação ou estrutura de uma máquina e afetar a vibração de outra próxima.

Além das informações citadas acima, Mais (2002) acrescenta que é de suma importância conhecer o tipo de parâmetro de medição que originou o espectro FFT, isto é, se o gráfico espectral em análise é de velocidade, aceleração ou envelope de aceleração, bem como a direção da medição, isto é, horizontal, vertical ou axial e, sempre que possível, obter o histórico de gráficos de tendência e espectro do equipamento em análise para efeitos de comparação.

2.5 FALHAS MECÂNICAS E SEUS ESPECTROS

Nesse tópico, serão apresentados conceitos das principais falhas mecânicas e suas respectivas detecções em gráficos espectrais FFT, serão abordadas:

- Falhas por desalinhamento.
- Falhas por desbalanceamento.
- Falhas por folgas mecânicas.
- Falhas em bombas centrífugas e máquinas de fluxo.
- Falhas em mancais de rolamento.

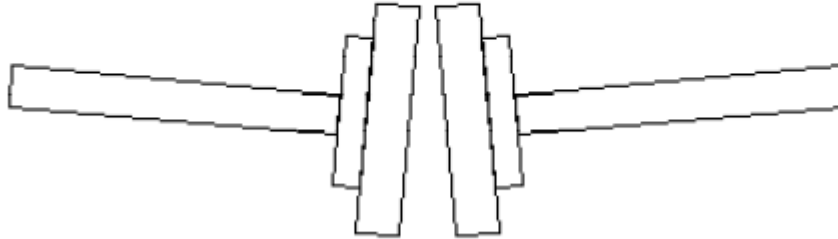
2.5.1 Desalinhamento em máquinas

Segundo Mais (2002), o desalinhamento pode ser definido como sendo a não coincidência entre o eixo de simetria de dois eixos colineares, sendo gerado quando eixos, acoplamentos ou rolamentos não são devidamente alinhados ao longo de suas linhas de centro geométricas. Os tipos de desalinhamento são: angulares, paralelos ou a combinação de ambos.

Desalinhamentos angulares em acoplamentos ocorrem quando os eixos acoplados formam um ângulo, de modo que induza forças de flexão. Já desalinhamentos paralelos ocorrem quando as linhas de centro geométricas dos eixos são paralelas, porém deslocadas entre si. Na maioria dos casos, ocorrem a combinação de ambos os tipos (MAIS, 2002).

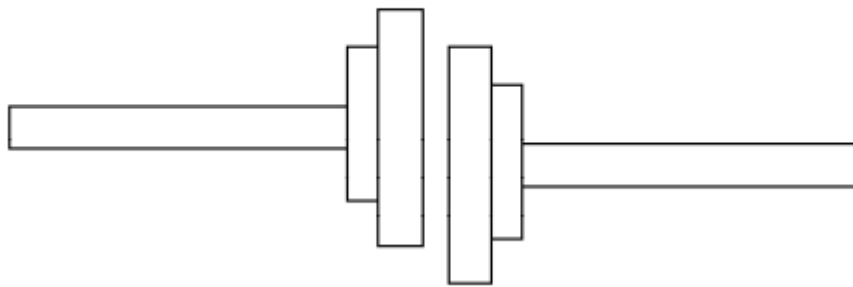
Os desalinhamentos em acoplamentos estão representados a partir das figuras 19 e 20:

Figura 19 - Desalinhamento angular

ANGULAR MISALIGNMENT

Fonte: Mais, (2002).

Figura 20 - Desalinhamento paralelo

PARALLEL MISALIGNMENT

Fonte: Mais, (2002).

O alinhamento é um recurso utilizado pela mecânica para garantir que, em um conjunto de equipamentos rotativos, as faces do acoplamento tenham a mesma distância em qualquer ponto e se encontrem no mesmo plano. O objetivo é garantir o bom funcionamento dos equipamentos rotativos, eliminando vibrações, aquecimentos e aumentando a vida útil dos componentes da máquina (BLOG DA MECÂNICA, 2010).

Ao contrário do que algumas pessoas pensam, acoplamentos flexíveis não compensam desalinhamentos severos. Existem, no entanto, determinados casos em que é necessário existir um pequeno desalinhamento para a lubrificação de dentes num acoplamento de engrenagem (BLOG DA MECÂNICA, 2010).

Estudos apontam que mais da metade das paradas de máquina na indústria brasileira estão relacionadas aos desalinhamentos. Além disso, acredita-se que 90% das máquinas funcionam fora das tolerância de alinhamento recomendadas (TECMECANICO, 2016).

2.5.1.1 Causas e efeitos de desalinhamento

Segundo SKF Reliability Systems (2000), as causas mais comuns de desalinhamento são:

- **Expansão térmica ignorada:** a maioria das máquinas são alinhadas a frio, quando operam e geram calor, a expansão térmica pode originar ou crescer o desalinhamento do conjunto rotativo. Também pode ocorrer transferência de calor pela máquina ou por líquidos e gases do processo, que por sua vez podem causar a expansão ou crescimento de algum componente.
- **Instalação incorreta:** montagem inadequada dos componentes da máquina, podendo causar desalinhamentos.
- **Alinhamento impreciso:** procedimento de alinhamento impreciso.
- **Forças transmitidas:** desalinhamento gerado por forças transmitidas por tubulações ou suportes.
- **Fundação e base da máquina:** irregularidades da fundação da máquina ou pé manco.

Em um conjunto mecânico acontece o que chamamos de efeito dominó, quando um componente está apresentando uma falha ele acaba prejudicando os demais elementos da máquina durante seu funcionamento. A seguir, seguem os principais sintomas de desalinhamento e suas consequências (TECMECANICO, 2016):

- **Vibrações:** o desalinhamento causa vibrações radiais e axiais excessivas (MAIS, 2002).
- **Rigidez:** afrouxamento dos parafusos da fundação, afrouxamento ou quebra dos parafusos do acoplamento (BLOG DA MECÂNICA, 2010).
- **Eixo:** eixos quebram ou trincam na região, ou próximo, dos mancais e acoplamentos (BLOG DA MECÂNICA, 2010).
- **Rolamento:** o desalinhamento dos eixos faz com que o rolamento suporte uma carga maior do que o especificado em projeto, podendo causar uma falha precoce desse elemento (MAIS, 2002). Além disso, usualmente os rolamentos utilizados nas máquinas são os rígidos de esferas, que não são projetados para suportar cargas axiais.
- **Acoplamento:** o desalinhamento pode causar superaquecimento nos acoplamentos, o que pode levar ao ressecamento das partes de borracha que são utilizadas nesses elementos para amortecer esforços. Portanto, pode ocorrer um alto número de falhas ou desgaste nesse elemento pelo calor excessivo por fricção. Embora alguns acoplamentos

conseguem compensar pequenos desalinhamentos, como os flexíveis, eles não são projetados para trabalhar desalinhados.

- **Vedações:** uma vez que o eixo está desalinhado, os elementos vedantes são impactados, pois não conseguem o contato ideal com o eixo. Essa condição acaba gerando um desgaste excessivo e desigual nas partes do elemento vedante, resultando na perda de contenção por vazamentos e podendo gerar contaminações. Estima-se que um eixo desalinhado possa reduzir em até 70% a vida útil de um retentor, por exemplo.

- **Motores elétricos:** o desalinhamento dificulta a partida de motores elétricos, pois exige maior consumo de energia elétrica. Portanto, essa condição pode causar problemas no dimensionamento dos dispositivos de proteção. Além disso, um motor elétrico com o eixo desalinhado consome mais energia para transferir a mesma potência na condição nominal de funcionamento. O correto alinhamento pode reduzir o consumo de energia em até 15%.

2.5.1.2 Diagnóstico de desalinhamento por análise de vibração

Em análise de vibração, os diagnósticos de problemas associados aos desalinhamentos geram características próprias e vão depender do tipo, angular ou paralelo, que está ocorrendo na máquina. Desalinhamentos são falhas mecânicas que ocasionam vibrações em baixa frequência, isto é, frequências próximas da rotação da máquina. São detectados nos gráfico espectrais de velocidade (SKF SERVICE, [200-?]).

Os desalinhamentos angulares originam, em gráficos espectrais FFT do parâmetro velocidade, grandes vibrações na direção axial (defasagem de 180° ao longo do acoplamento), com elevadas amplitudes próximas da frequência de rotação (1X RPM) e no segundo harmônico (2X RPM), podendo aparecer até o terceiro harmônico (3X RPM) em menor amplitude. Os desalinhamentos paralelos geram gráficos similares aos angulares, porém, as vibrações predominam na direção radial (SKF SERVICE, [200-?]).

Porém, como a maioria dos desalinhamentos aparecem como combinação do angular e paralelo, para análise de vibração são verificadas as direções radiais e axiais na rotação do equipamento e nos segundos e terceiros harmônicos (MAIS, 2002).

Segundo Mais (2002), é importante observar que grandes amplitudes no segundo harmônico da rotação (2X RPM) nem sempre estão presentes.

De acordo com SKF Reliability Systems (2000), a amplitude no segundo harmônico (2X RPM) pode variar desde 30% até 100% - 200% em relação à amplitude na frequência de (1X RPM).

Seguem abaixo os valores de amplitude aceitáveis de acordo com a frequência (SKF RELIABILITY SYSTEMS, 2000):

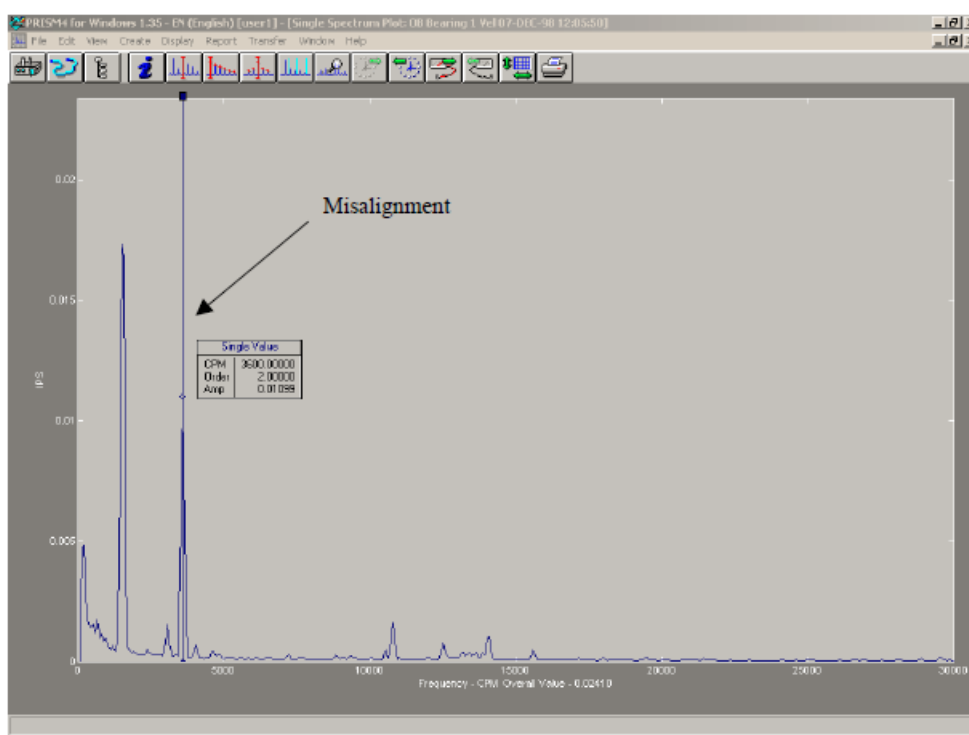
- Medições de amplitude na frequência (2X RPM) inferior à 50% da frequência (1X RPM) são usualmente aceitáveis, não indicam sintoma de desalinhamento e o acoplamento pode operar por um longo período de tempo.
- Quando a amplitude de vibração na frequência (2X RPM) ficar entre 50% e 150% da frequência (1X RPM), é provável que irão ocorrer falhas no acoplamento.
- Se a amplitude de vibração na frequência de (2X RPM) for superior à 150% da frequência (1X RPM) significa severo desalinhamento, exigindo uma ação de correção o mais rápido possível para o equipamento.

Em condições de desalinhamentos severos e compostos (angular e paralelo), aparecerão grandes amplitudes em maiores harmônicos, desde (4X RPM) até (10X RPM), ou vários harmônicos combinados com características de folgas mecânicas (MAIS, 2002).

No acompanhamento por análise de vibração, se a amplitude de vibração no plano horizontal aumentar em 2 ou 3 vezes, também é indicativo de desalinhamento (MAIS, 2002).

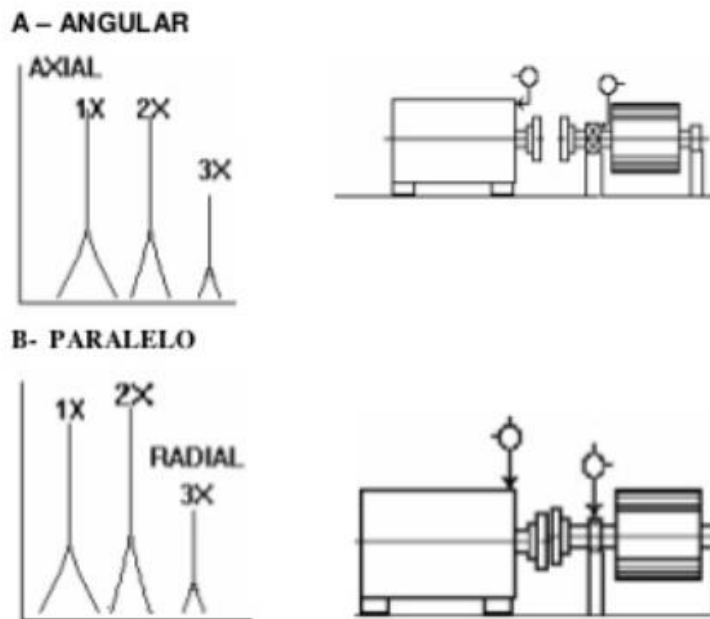
As figuras 21 e 22 representam os gráficos espectrais FFT típicos de problemas associados à desalinhamentos.

Figura 21- Gráfico espectral FFT indicando problemas de desalinhamento



Fonte: Mais, (2002).

Figura 22 - Gráficos espectrais FFT indicando falhas de desalinhamentos angulares e paralelos



Fonte: SKF Service, ([200-?]).

2.5.2 Rolamento Enjambrado no eixo

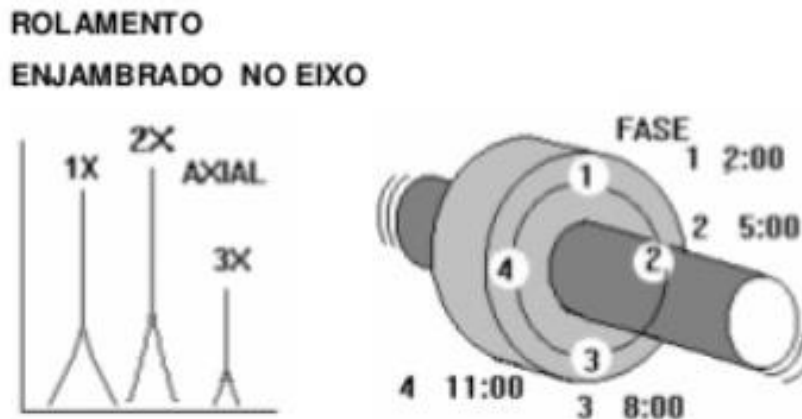
Assim como os desalinhamentos angulares e paralelos nos acoplamentos, os rolamentos que apresentam falhas de alinhamento que também causam consideráveis vibrações axiais, similares à um desalinhamento angular (MAIS, 2002).

Nesse caso, alinhar ou balancear o conjunto rotativo não resolverá o problema, o rolamento deverá ser retirado e montado novamente (MAIS, 2002).

Para diferenciar entre um desalinhamento de acoplamento de um rolamento enjambrado no eixo, utiliza-se análise de fase. Basicamente, são tomadas quatro medições de fase axial no mancal, nas posições 12 horas, 3 horas, 6 horas e 9 horas. Esse tipo de falha causa considerável vibração axial, causando movimento de torção com aproximadamente 180° de variação de fase de alto a baixo (12 e 6 horas) e/ou lado a lado (3 e 9 horas) quando medido na direção axial do mesmo lado do mancal. Em suma, caso as medições de fase divergirem consideravelmente nos 4 pontos, é indicado falha por desalinhamento do rolamento no eixo (SKF SERVICE, [200-?]).

A figura 23 representa o gráfico espectral FFT típico de problema associado ao rolamento enjambrado no eixo.

Figura 23 - Gráficos espectrais por desalinhamento em mancais de rolamento



Fonte: SKF Service, ([200-?]).

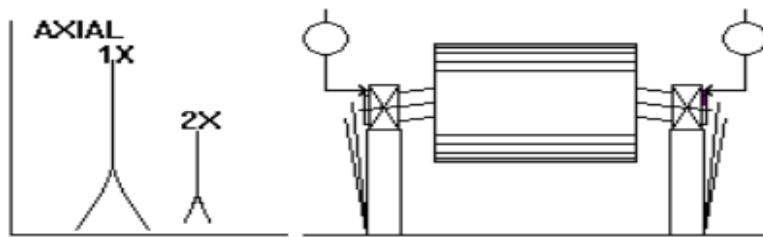
2.5.3 Arqueamento de eixo

Eixos arqueados ou empenados vibram com características semelhantes ao desalinhamento. Os efeitos desse tipo de falha mecânica são similares ao de um desbalanceamento. Dentre as causas que podem resultar no arqueamento do eixo, pode-se citar: altos torques, manuseio inadequado dos equipamentos durante transporte ou montagem, ou mesmo erros de projeto que podem deformar o eixo (SKF RELIABILITY SYSTEMS, 2000).

Em análise de vibração, seu comportamento é similar aos desalinhamentos angulares, onde é possível diferenciá-los por análise de fase. Analisando o espectro FFT do parâmetro de velocidade, se o empenamento for próximo ao centro do eixo, a amplitude dominante normalmente é na frequência de (1X RPM), mas se estiver próximo ao acoplamento, a amplitude dominante será na frequência de (2X RPM). Por análise de fase, as medições radiais estão tipicamente em fase com o eixo, já as medições axiais encontram-se 180° fora de fase em relação ao eixo (SKF SERVICE, [200-?]).

A figura 24 representa o gráfico espectral FFT típico de problema associado ao eixo arqueado.

Figura 24 - Gráficos espectrais por arqueamento do eixo



Fonte: SKF Service, ([200-?]).

2.5.4 Desbalanceamento em máquinas

O desbalanceamento ocorre quando há concentração de massa em um determinado ponto em torno do eixo de rotação de um corpo rígido. Essa concentração de massa altera o centro de gravidade do corpo rígido, afastando o eixo principal de inércia do eixo de rotação (SILVA, 2012).

Desbalanceamento é a condição na qual o centro de massa não coincide com o centro de rotação (MAIS, 2002).

Quando em rotação, um conjunto desbalanceado gera forças centrífugas, vibrações e ruídos, que se intensificam com o aumento da rotação (SCHENCK ROTEC GMBH, 2017).

Existem três tipos principais de desbalanceamento: estático, acoplado e dinâmico (SCHENCK ROTEC GMBH, 2017):

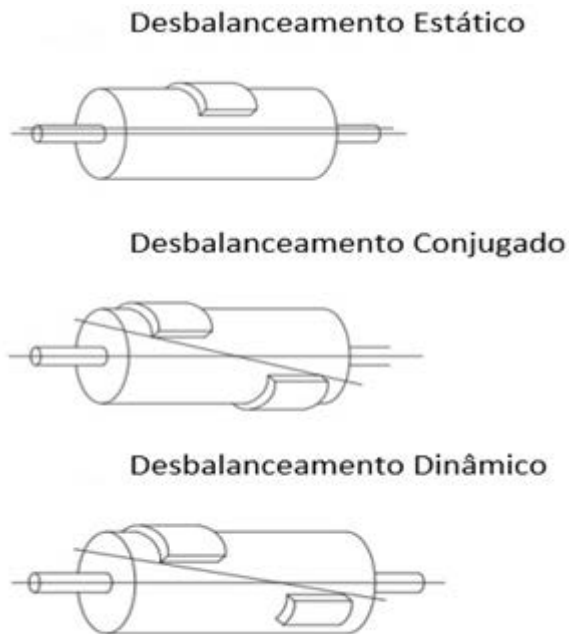
- **Desbalanceamento estático:** surge quando o eixo principal de inércia de um rotor encontra-se deslocado e paralelo em relação ao seu eixo de rotação. Esse tipo de desbalanceamento pode ser observado com o rotor sem rotação, por isso o nome de desbalanceamento estático. Ao ser colocado em giro e posteriormente atingido o repouso, o rotor realiza um movimento pendular até que a região com a concentração de massa fique na parte inferior do sistema girante. Para corrigir esse tipo de desbalanceamento, basta mover o centro de gravidade em direção ao eixo de rotação do rotor. Isso pode ser feito através da remoção ou adição de massa ao rotor.
- **Desbalanceamento acoplado:** surge quando o eixo principal de inércia de um rotor intercepta o eixo de rotação no centro de gravidade do sistema. Nesse caso, o centro de gravidade não encontra-se deslocado em relação ao eixo de rotação, porém, o eixo principal de inércia é inclinado. Isso ocorre devido à presença de massas iguais em extremidades e lados opostos do rotor em relação à sua linha de centro. Em rotação, as massas geram forças

centrífugas de mesma intensidade e direção em sentidos opostos, se anulando e gerando momento pelo binário de desbalanceamento. Ao contrário do desbalanceamento estático, o desbalanceamento acoplado não pode ser observado no repouso, somente com o sistema girante em rotação. Para corrigir esse tipo de desbalanceamento, é necessário gerar um momento reverso ao momento gerado pelo binário de desbalanceamento. Isso pode ser feito através de duas massas de correção, anulando os efeitos das massas desbalanceadas.

- **Desbalanceamento dinâmico:** surge quando o eixo principal de inércia não encontra o eixo de rotação. Em suma, é caracterizado como sendo uma combinação dos desbalanceamentos estático e acoplado. No geral, em máquinas simples, a presença dos desbalanceamentos estáticos são maiores que os acoplados, já em máquinas mais complexas, com mais de um acoplamento ou diversos lugares onde possa ocorrer concentração de massa no rotor, desbalanceamentos acoplados são os de maior ocorrência. Na prática, é o tipo de desbalanceamento mais encontrado. Para corrigir esse tipo de desbalanceamento, é necessário, obrigatoriamente, dois planos de correção.

A figura 25 apresenta ilustrações referentes aos três principais tipos de desbalanceamento.

Figura 25 - Tipos de desbalanceamento



Fonte: Krey, (2015).

2.5.4.1 Causas e efeitos do desbalanceamento

O desbalanceamento acaba reduzindo a vida útil dos componentes das máquinas, como os mancais, rolamentos, eixos, carcaças e fundações. Além disso, estão envolvidos aspectos de segurança, onde pode ocorrer o afrouxamento ou soltura de parafusos de uma máquina. No geral, o desbalanceamento pode reduzir significativamente a segurança operacional de uma máquina. Estudos mostram que pelo menos 50% dos problemas de vibrações detectados em máquinas são causados pelo desbalanceamento (ROISIN, 2007).

De acordo com Mais (2002), as causas mais comuns relacionadas ao desbalanceamento são:

- Manufatura imprópria de componentes.
- Falta de homogeneidade de materiais.
- Desgaste desigual de componentes das máquinas.
- Configurações assimétricas.
- Desalinhamento de mancais.

O desbalanceamento causa vibrações de natureza radial, o que aumenta a carga dinâmica e sobrecarrega os mancais, rolamentos e fundações das máquinas, onde os mesmos são submetidos a cargas maiores que as especificadas em projeto, aumentando o desgaste, reduzindo a vida útil desses componentes e provocando falha por fadiga (MAIS, 2002).

Segundo Roisin (2007), a condição de desbalanceamento pode provocar fraturas por fadiga nas peças girantes da máquina, especialmente se a mesma passa por frequências ressonantes. Alguns elementos de máquinas como parafusos, pinos e chavetas podem ir se soltando aos poucos em função da vibração excessiva, podendo acarretar em componentes trabalhando com folga ou até mesmo comprometer a segurança e ocasionar quebras catastróficas.

2.5.4.2 Diagnóstico do desbalanceamento por análise de vibração

Em análise de vibração, os problemas associados à desbalanceamentos geram características próprias dependendo do tipo, estático ou acoplado, que está ocorrendo na máquina. Desbalanceamentos causam vibrações em baixa frequência, isto é, frequências próximas da rotação do equipamento. São detectados nos gráfico espectrais FFT do parâmetro de velocidade (SKF SERVICE, [200-?]).

Os desbalanceamentos estáticos causam grandes vibrações na direção radial (em fase ao longo do eixo), com elevadas amplitudes próximas da frequência de rotação da máquina (1X RPM) (SKF SERVICE, [200-?]).

Os desbalanceamentos acoplados geram vibrações similares aos estáticos, porém, ocorrem tanto na direção radial como axial (com 180° fora de fase ao longo do eixo). Nesse caso, existirá uma diferença de fase de aproximadamente 180° nos mancais, tanto na direção horizontal como vertical (SKF SERVICE, [200-?]).

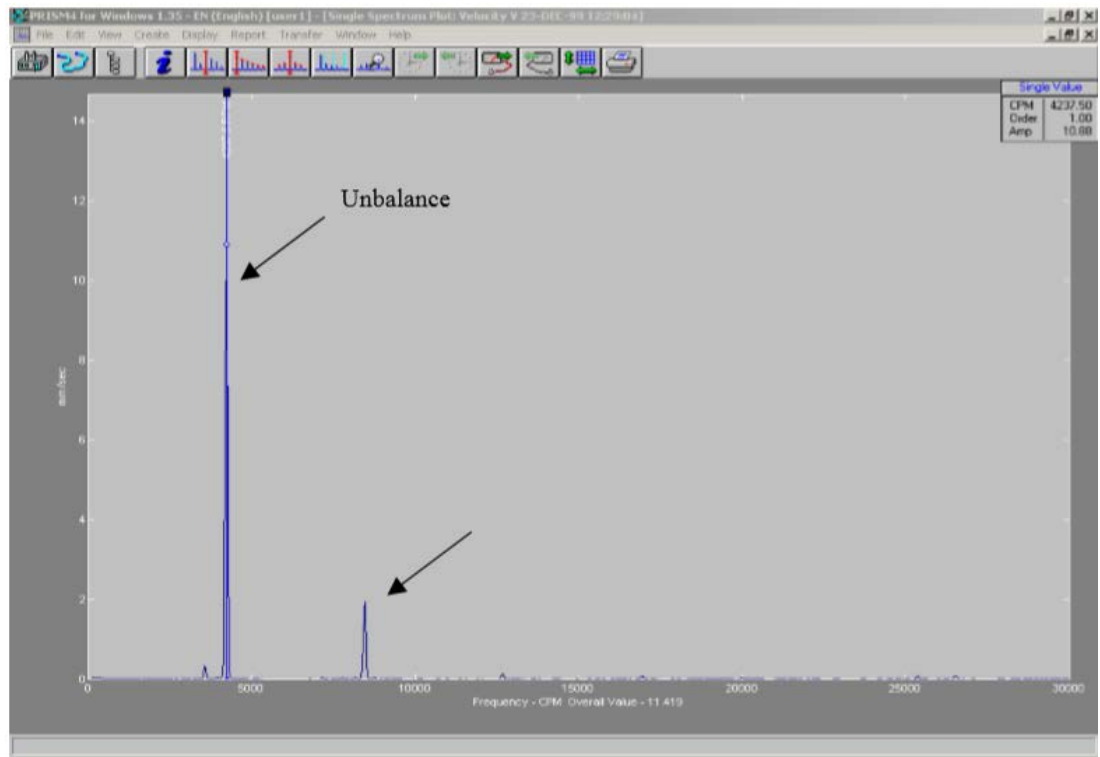
Para desbalanceamento de rotores em balanço, a vibração ocorre tanto na direção radial como axial, sendo que as leituras axiais tendem a estar em fase, enquanto que as radiais podem estar instáveis ao longo do eixo (SKF SERVICE, [200-?]).

De acordo com SKF Service ([200-?]), para ambos os tipos de desbalanceamento, ao aumentar a velocidade da máquina, aumenta-se também a amplitude de vibração de forma quadrática

De acordo com Mais (2002), os gráficos relacionados à condição de desbalanceamento puros não severos não apresentam picos de amplitude nos harmônicos da frequência de rotação ($2X$ RPM ou mais), o que pode diferenciar essa falha de outras, como desalinhamento.

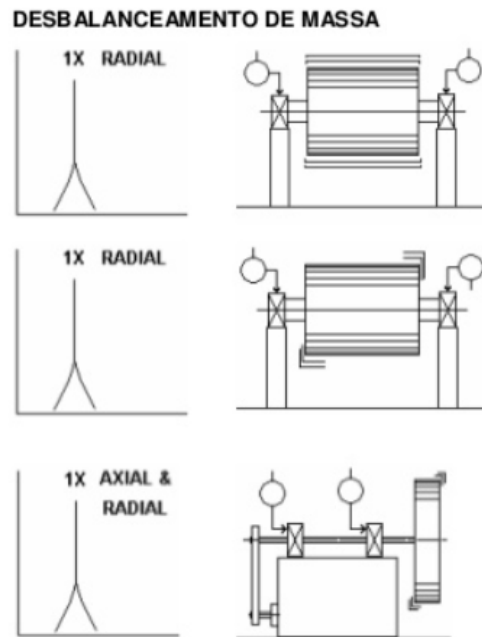
As figuras 26 e 27 representam os gráficos espectrais FFT típicos de problemas associados aos desbalanceamentos.

Figura 26 - Gráfico espectral típico de desbalanceamento (pico em $1X$ RPM), também indica pequeno desalinhamento (pequeno pico em $2X$ RPM)



Fonte: Mais, (2002).

Figura 27 - Gráficos espectrais típicos de condições de desbalanceamento



Fonte: SKF Service, ([200-?]).

2.5.5 Rotor excêntrico

A excentricidade ocorre quando o centro de rotação está deslocado do centro geométrico, mesmo com a peça balanceada. Essa condição pode ocorrer em polias, engrenagens, mancais, armadura de motores (SKF SERVICE, [200-?]).

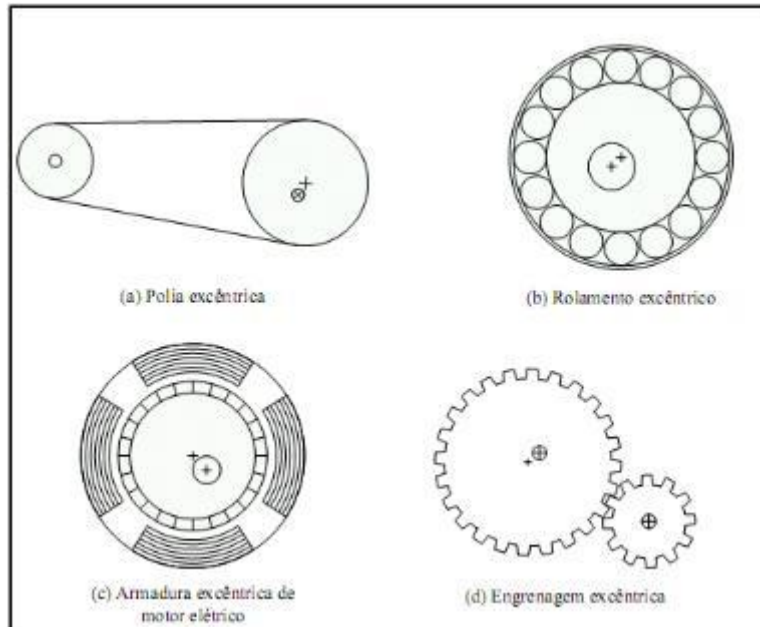
De acordo com SKF Service ([200-?]), os sintomas de excentricidade são idênticos ao de desbalanceamento, onde tentativas de balancear rotores excêntricos resulta, muitas vezes, em redução de vibração em uma direção, porém no aumento em outra direção radial, dependendo da quantidade da excentricidade. O problema é corrigido somente com a montagem correta dos elementos envolvidos.

Em análise de vibração, rotores excêntricos geram sinais similares aos desbalanceamentos (SKF SERVICE, [200-?]).

No espectro FFT do parâmetro de velocidade, aparecem elevadas amplitudes próximas da frequência de rotação (1X RPM) do componente excêntrico, na direção das linhas dos centros dos dois rotores. As leituras comparativas de fases horizontal e vertical usualmente diferem de 0° ou de 180° (SKF SERVICE, [200-?]).

A figura 28 apresenta ilustrações de alguns componentes de máquina com problemas de excentricidade.

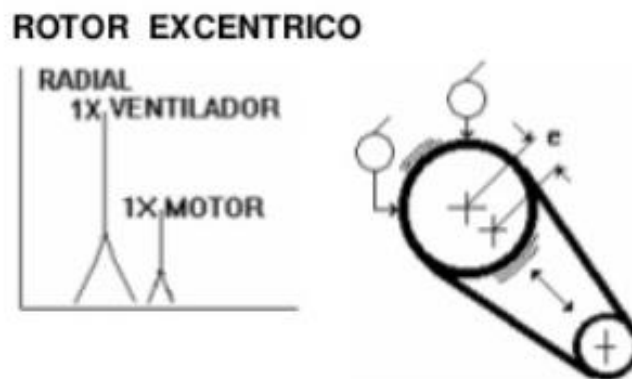
Figura 28 - Rotores excêntricos



Fonte: Blog da Mecânica, (2010).

A figura 29 representa o gráfico espectral FFT típico de problemas associados aos rotores excêntricos.

Figura 29 - Gráfico espectral típico de rotores excêntricos



Fonte: SKF Service, ([200-?]).

2.5.6 Folgas em componentes mecânicos

As folgas mecânicas indesejadas, encaixes impróprios, falta de rigidez entre os componentes de uma máquina podem surgir de sua fabricação ou pela montagem, desgastes,

deformações, forças a que são submetidas em operação. Essa condição é responsável por causar vibrações características que são detectadas em análise de vibração mecânica (MAIS, 2002).

Para entender as folgas mecânicas, primeiramente é necessário conhecer alguns dos conceitos relacionados aos ajustes de peças. As dimensões reais das peças são diferentes das dimensões nominais (indicadas em projeto). Estas variações devem ser mantidas dentro de certos limites. Para que a intercambiabilidade seja garantida, é necessário que todos os fabricantes obedeam a normas pré-definidas. Essas normas compreendem um sistema de tolerâncias e ajustes (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS E TÉCNICAS, 1995).

Segundo a norma NBR 6158, os sistemas de tolerância e ajustes consistem em normas, regras e tabelas que com o objetivo normalizar e limitar as variações das dimensões de componentes mecânicos, visando a intercambiabilidade e funcionalidade (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS E TÉCNICAS, 1995).

Segundo a Associação Brasileira de Normas e Técnicas (1995), para um conjunto mecânico, os ajustes são de extrema importância pois ditam o modo de se conjugar duas peças introduzidas uma na outra, isto é, com folga ou interferência.

Em um sistema de ajustes, tanto o eixo quanto o furo possuem a mesma dimensão nominal e será caracterizado pela folga ou interferência presente, dependendo das variações dimensionais entre as peças que se acoplam. Pode-se ter ajuste com folga (móvel), interferência (prensado) ou incerto (indeterminado) (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS E TÉCNICAS, 1995).

2.5.6.1 Causas e efeitos de folgas mecânicas

Dentre as causas mais comuns relacionadas às folgas ou desgastes mecânicos, podem-se citar (MAIS, 2002):

- Folgas geradas na montagem dos componentes da máquina.
- Ajuste inadequado entre componentes.
- Desgaste mecânicos causados por forças excessivas ou por desalinhamentos, desbalanceamentos, lubrificações inadequadas.
- Falhas em rolamentos por desgaste dos componentes ou folgas geradas pelo mancal.

Segundo Mais (2002), dentre os efeitos gerados pelas folgas mecânicas, pode-se citar a vibração mecânica e consequente sobrecarga nos mancais, sendo similar à um desbalanceamento, porém mais severo.

Vale destacar que se a folga é gerada por um componente (um rotor por exemplo) existe a possibilidade de causar danos secundários, pois o mesmo pode se desprender de sua fixação na estrutura da máquina (MAIS, 2002).

2.5.6.2 Diagnóstico de folgas mecânicas por análise de vibração

Em análise de vibração, os problemas associados às folgas mecânicas tem características próprias e dependem do tipo de espectro, isto é, A, B ou C, que está ocorrendo na máquina (SKF SERVICE, [200-?]).

As folgas mecânicas são caracterizados por serem falhas mecânicas de baixa frequência, pois normalmente geram vibrações em frequências próximas da rotação da máquina. São detectadas nos gráficos espectrais FFT do parâmetro velocidade (SKF SERVICE, [200-?]).

De acordo com SKF Service ([200-?]), as folga estão associadas três tipos distintos:

- **Tipo A:** caracterizada por falta de rigidez por folgas estruturais, causada por fragilidade estrutural nos pés, base ou fundação da máquina, também pela deterioração do apoio ao solo, folga de parafusos que sustentam a base e distorções da armação ou base da máquina (pé frouxo por exemplo).
- **Tipo B:** caracterizada por falha de fixação, geralmente causado por parafuso de fixação solto, folgas em chumbadores, trincas no pé, mancal ou em uma das bases. Usualmente chamado de pé manco.
- **Tipo C:** causada por ajuste impróprio entre componentes para forças dinâmicas do rotor. Provoca o truncamento da forma de onda no tempo. Geralmente, ocorre por ajuste impróprio entre o anel externo do rolamento e caixa do mancal ou anel interno e eixo, também por folga excessiva em buchas ou rotor solto com folga em relação ao eixo.

As folgas do tipo A causam grandes vibrações na direção radial com elevadas amplitudes próximas da frequência de rotação (1X RPM). Haverá inversão de fase de 180° entre as medições verticais do pé e base metálica em comparação com as medições da base de concreto (SKF SERVICE, [200-?]).

As folgas do tipo B causam grandes vibrações na direção radial com elevadas amplitudes próximas da frequência de rotação (1X RPM) e tipicamente no segundo (2X RPM) e terceiro harmônico (3X RPM) da rotação, aparecendo também os sub-harmônicos (0.5X RPM) e (1.5X RPM) da rotação, sendo a maior amplitude normalmente no segundo harmônico (SKF SERVICE, [200-?]).

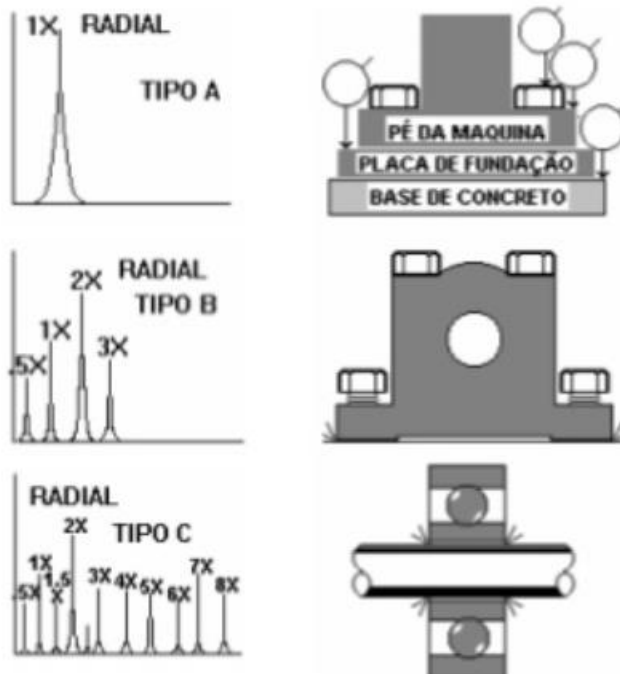
Folgas do tipo C são tipicamente identificadas como grandes vibrações na direção radial com elevadas amplitudes próximas da frequência de rotação (1X RPM) e em múltiplos harmônicos da rotação, como (2X RPM), (3X RPM), (4X RPM), (5X RPM), (6X RPM), (7X RPM) e (8X RPM) por exemplo. Também originam múltiplos sub-harmônicos em 1/2 ou 1/3 da rotação, como (0.5X RPM), (1.5X RPM) e (2.5X RPM). Além disso, a medição de fase é geralmente instável e pode variar bastante de uma medição para outra, sendo altamente direcional e com grande diferença de leitura se comparados os níveis com acréscimo de 30° na direção radial ao redor da caixa de mancal (SKF SERVICE, [200-?]).

Comumente, em folgas do tipo C verifica-se a maior amplitude na frequência de (2X RPM) e tende a decair conforme aumenta-se a frequência, ou seja, maiores harmônicos da rotação (1X RPM) apresentam menores amplitudes (MAIS, 2002).

A figura 30 representa os gráficos espectrais FFT típicos de problemas associados às folgas do tipo A, B e C.

Figura 30 - Gráficos espectrais em folgas tipo A, B e C

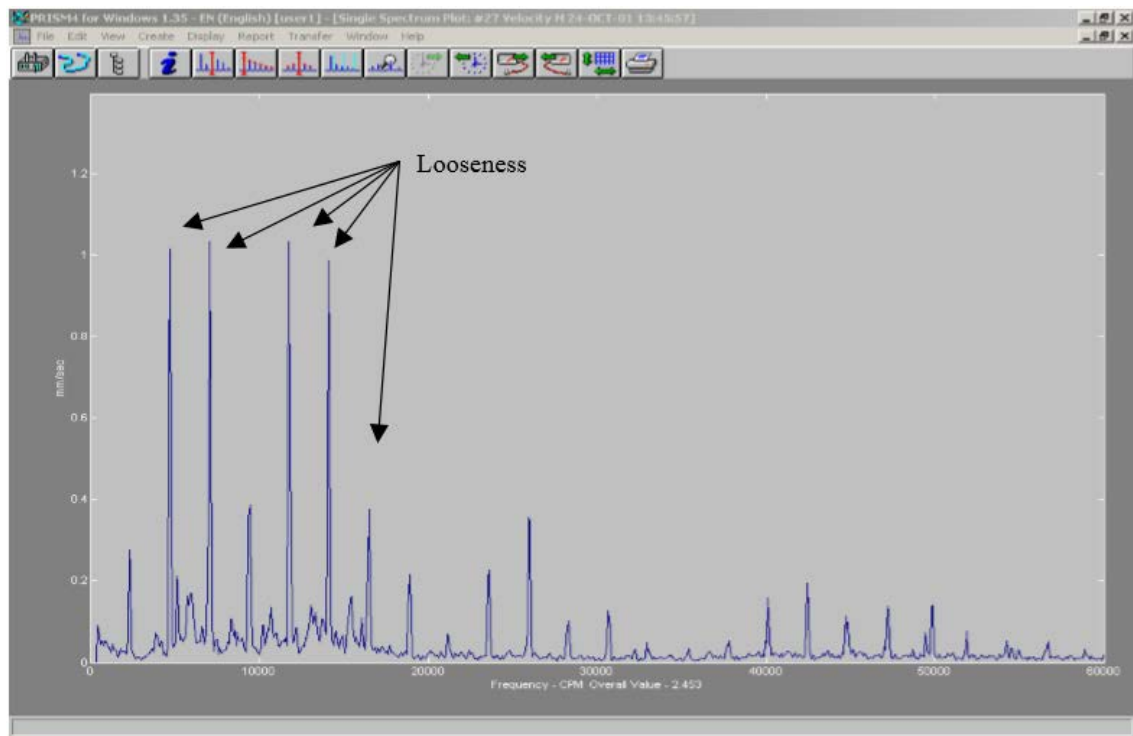
FOLGA MECÂNICA



Fonte: SKF Service, ([200-?]).

Na figura 31, observa-se um gráfico espectral FFT contendo elevadas amplitudes em múltiplos harmônicos, portanto, é possível associá-lo com folgas mecânicas.

Figura 31 - Observa-se os múltiplos harmônicos no gráfico espectral, associando ao problema de folga



Fonte: Mais, (2002).

2.5.7 Roçamento de rotor

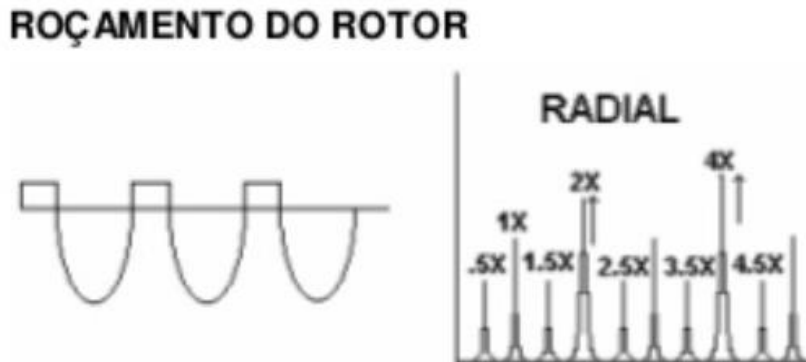
O roçamento de rotor produz um espectro similar ao de folgas mecânicas, onde as partes rotativas entram em contato com as estacionárias. O atrito pode ser parcial ou em toda a rotação (SKF SERVICE, [200-?]).

Usualmente, essa condição gera uma série de frequências, muitas vezes excitando uma ou mais ressonâncias. Assim como as folgas, muitas vezes excitam uma série de sub-harmônicos da rotação, frações da velocidade de marcha, como (1/2X RPM), (1/3X RPM), (1/4X RPM), (1/5X RPM), ... (1/nX RPM), dependendo da localização das frequências naturais do rotor. Além disso, esse tipo de falha pode excitar muitas altas frequências, com ruído semelhante à um giz quando risca o quadro-negro e característica de espectro similar às folgas tipo C (SKF SERVICE, [200-?]).

De acordo com SKF Service ([200-?]), essa condição de falha mecânica pode ser muito séria e de curta duração se causada pelo eixo em contato com o metal patente do mancal, porém menos séria quando o eixo atrita uma vedação, uma pá de um misturador atritando a parede de um tanque ou a capa de um acoplamento pressionando o eixo.

A figura 32 representa a forma de onda e gráfico espectral FFT típicos de problemas associados ao roçamento de rotores.

Figura 32 - Forma de onda e gráfico espectral típico de roçamento de rotor



Fonte: SKF Service, ([200-?]).

2.5.8 Bombas centrífugas e cavitação

As bombas centrífugas ou turbobombas são máquinas nas quais a movimentação do líquido é produzida por forças que se desenvolvem na massa líquida pela rotação de um elemento dotado de pás, denominado rotor ou impelidor. A função desse componente é impulsionar e impor movimento giratório ao líquido, onde o mesmo adquire energia cinética (GANGHIS, [200-?]).

O rotor pode ser aberto, fechado ou semiaberto. A escolha do tipo de rotor depende das características do bombeamento. Os rotores fechados caracterizam-se por, além do disco onde ficam presas as pás, existir uma coroa circular presa também às pás. Os rotores semiabertos não possuem a coroa circular presa às pás, como os rotores fechados. Em contrapartida, nos rotores abertos não existe disco limitando as pás (GANGHIS, [200-?]).

A parte da carcaça que circunda o impelidor é chamada de caracol ou voluta, onde a área de sua seção transversal aumenta gradualmente à medida que se aproxima da saída da máquina (GANGHIS, [200-?]).

O processo de bombeamento ocorre dentro de uma carcaça, ou tubo coletor, que direciona o líquido para a região do impelidor e transporta-o para fora sob uma pressão mais alta. O fluido em alta velocidade (energia cinética elevada) é lançado para a periferia do impelidor, onde o aumento progressivo da área de escoamento faz com que a velocidade diminua e a pressão aumente, ou seja, transforma a energia cinética em energia de pressão (GANGHIS, [200-?]).

Para o funcionamento de sistemas com bombas centrífugas, é preciso que a carcaça esteja completamente cheia de líquido que, através do movimento de rotação das pás do impelidor, fica sujeito à força centrífuga que desloca-o para a periferia do rotor, causando uma baixa pressão no centro, admitindo assim mais líquido para o olho do impelidor (GANGHIS, [200-?]).

Na figura 33, está ilustrada uma bomba centrífuga horizontal, equipamento amplamente utilizado em indústrias.

Figura 33 - Bombas centrífugas



Fonte: Silva, (2014).

Um dos principais problemas encontrados em sistemas de bombeamento por bombas centrífugas é o fenômeno de cavitação. Cavitação é o fenômeno de intensa formação de bolhas de vapor na zona de baixa pressão da bomba e posterior colapso destas bolhas na região de alta pressão (SILVA, 2003).

Os efeitos da cavitação dependem do tempo de duração e intensidade do fenômeno, propriedade do líquido e resistência do material à erosão por cavitação. Além disso, a cavitação causa barulho, vibração e altera as curvas características das bombas centrífugas (SILVA, 2003).

2.5.8.1 Falhas detectadas por análise de vibração em bombas centrífugas e máquinas de fluxo

Diferente dos outros tipos de vibração em máquinas, vibrações originadas por fluxo de processos por máquinas como bombas, compressores, ventiladores ou sopradores são muito

dependentes das condições operacionais. Portanto, dependendo das variáveis operacionais, os níveis de vibração podem ser consideravelmente distintos (MAIS, 2002).

Cavitação é um problema comum em bombas centrífugas e pode ser destrutivo para as partes internas da bomba centrífuga. Comumente, problemas de cavitação podem ser detectados em gráficos de aceleração pela vibração ser de alta frequência, os sinais gerados são aleatórios ou randômicos em banda larga de alta frequência, superpondo harmônicos da frequência de passagem de pás (BPF) (SKF SERVICE, [200-?]).

Na figura 34 pode-se observar, esquematicamente, o gráfico espectral FFT típico de problemas associados à cavitação em bombas centrífugas.

Figura 34 - Gráfico espectral típico de cavitação em bombas centrífugas



Fonte: SKF Service, ([200-?]).

Frequência de passagem de pás (BPF) se caracteriza como sendo o produto do número de palhetas ou pás pela rotação da bomba, essa frequência está presente no sinal de vibração de bombas, ventiladores e compressores e, normalmente, não representa problemas (SKF SERVICE, [200-?]).

Problemas em equipamentos, como intervalos desiguais entre as pás rotativas e os difusores estacionários em bombas centrífugas, mudanças abruptas de direção em tubulações, obstruções que prejudiquem o fluxo, rotor descentralizado na carcaça podem causar grandes amplitudes de vibração na frequência de passagem de pás (BPF) e harmônicos (SKF SERVICE, [200-?]).

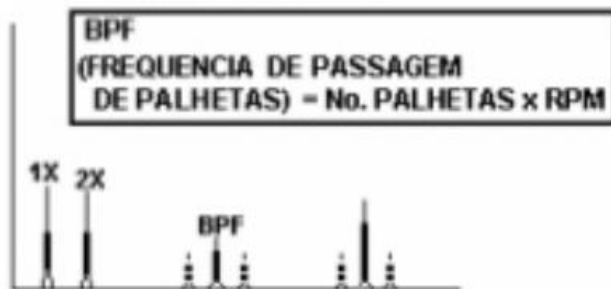
Também podem ocorrer grandes amplitudes de vibração caso a frequência de passagem de pás (BPF) ou harmônicos coincidam com alguma frequência natural do sistema, causando a condição de ressonância e altas vibrações direcionais (SKF SERVICE, [200-?]).

Na figura 35 pode-se observar, esquematicamente, o gráfico espectral FFT indicando a frequência de passagem de pás (BPF).

Figura 35 - Gráfico espectral indicando a frequência de passagem de pás

FORÇAS AERODINÂMICAS E HIDRÁULICAS

A- PASSAGEM PALHETA & PASSAGEM DIFUSOR



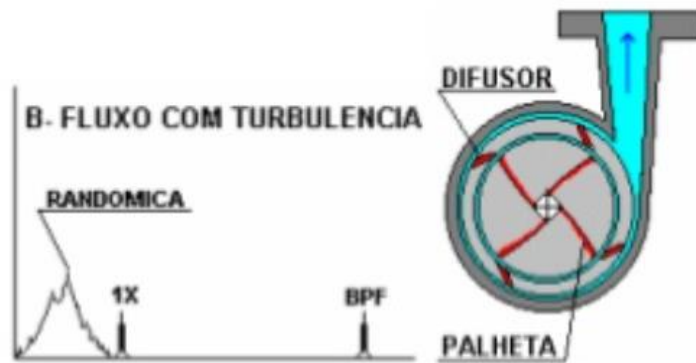
Fonte: SKF Service, ([200-?]).

A condição de turbulência ocorre quando algo interfere no fluxo normal (MAIS, 2002). Equipamentos como bombas, compressores, sopradores estão sujeitos à esse fenômeno que pode ser captado por análise de vibração. O sinal gerado caracteriza-se por ser aleatório ou randômico em baixa frequência, tipicamente entre 50 e 2000 RPM, usualmente abaixo da rotação do equipamento (SKF SERVICE, [200-?]).

Geralmente ocorre em sopradores por variações de pressão e velocidade do ar passando através do ventiladores ou sistema de dutos conectados (SKF SERVICE, [200-?]).

Na figura 36 pode-se observar, esquematicamente, o gráfico espectral FFT indicando a condição de turbulência em fluxos.

Figura 36 - Gráfico espectral de fluxo com turbulência



Fonte: SKF Service, ([200-?]).

2.6 MANCAIS DE ROLAMENTO

Segundo Norton (2013, p. 653),

Os rolos são conhecidos desde tempos ancestrais como meio de mover objetos pesados, e há evidências do uso de mancais de esferas no século I a.C.; mas foi somente no século 20 que materiais melhores e tecnologia de manufatura permitiram que fossem feitos mancais precisos de elementos rolantes.

De acordo com Norton (2013), o desenvolvimento de turbinas a gás para aviões influenciaram na evolução da tecnologia dos rolamentos, uma vez que exigia tecnologia para fabricação de mancais para velocidades mais altas, com resistência a temperaturas mais elevadas e baixo atrito.

Com relação a evolução da tecnologia dos mancais de rolamento, Norton (2013, p. 653) afirma, “desde a Segunda Guerra Mundial, pesquisas resultaram em mancais de elementos rolantes (MER) de alta qualidade e alta precisão a preços bastante razoáveis”.

É interessante observar que foram estabelecidos padrões de tamanhos métricos para mancais de esferas e rolos, desde os seus primeiros projetos que datam de 1900 (NORTON, 2013).

A definição do termo mancal, segundo Norton (2013, p. 623), se aplica quando “duas partes têm movimento relativo, elas constituem um mancal por definição, sem levar em conta sua forma ou configuração”. O autor afirma que esses componentes podem rolar, escorregar, ou realizar ambos simultaneamente, além de normalmente necessitar de lubrificação para reduzir o atrito e remover o calor.

Os mancais de rolamento possuem elementos rolantes, normalmente esferas de aço endurecidas ou rolos mantidos entre pistas de aço endurecido, sendo utilizado para permitir atrito muito baixo. Mancais de elementos rolantes são tipicamente selecionados através de catálogos de fabricantes para diferentes aplicações de acordo com a carga, velocidade e a vida especificada. Com relação às direções dos esforços, esses mancais podem resistir a cargas radiais, axiais ou a uma combinação de ambas (NORTON, 2013).

No geral, os mancais de rolamento podem ser agrupados em dois diferentes grupos de acordo com o elemento rolante, mancais de esferas e rolos, ambos com muitas variações dentro dessas divisões (NORTON, 2013).

Mancais com elementos rolantes de esferas são mais adequados para aplicações pequenas e de alta velocidade. Em contrapartida, em sistemas grandes sob cargas pesadas, mancais de rolos têm a preferência (NORTON, 2013).

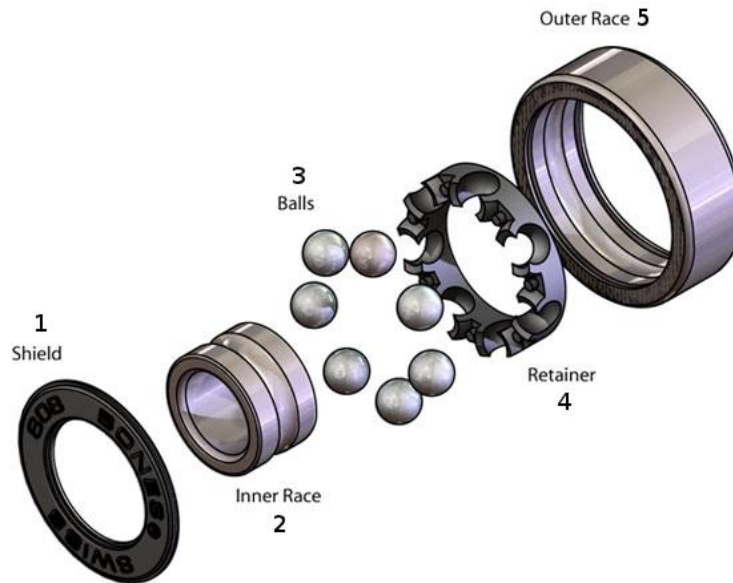
Dentre outras aplicações, se há risco de desalinhamento entre eixo e alojamento, rolamentos autocompensadores são necessários e recomendados. Rolamentos de rolos cônicos podem ser empregados para lidar com cargas pesadas nas direções radiais e axiais em velocidades moderadas. Para situações com grandes cargas radiais e axiais em alta velocidade, rolamentos de esferas de pista profunda são os melhores (NORTON, 2013).

Nos mancais de rolamento, os elementos rolantes mais empregados são esferas, rolos, cones, agulhas. São geralmente fabricados de uma liga de aço cromado especial de alta pureza, também são utilizados materiais especiais como cerâmica e plásticos (NSK MOTION & CONTROL, 2017).

Os elementos rolantes rolam entre as pistas (externa e interna) de rolamento, formadas por anéis ou discos e são mantidos separados e guiados pela gaiola. A gaiola, por sua vez, é responsável por manter os elementos rolantes equidistantes e guiá-los, sendo os materiais mais utilizados para sua confecção aço, latão e plástico (NSK MOTION & CONTROL, 2017).

A figura 37 ilustra a vista explodida de um rolamento de esferas, sendo os seus componentes: proteção, pista interna, esferas, gaiola e pista externa.

Figura 37 - Vista explodida com os componentes de um rolamento



Fonte: Longboarding Guide, (2017).

2.6.1 Defeitos em mancais de rolamento

Muitas vezes, falhas em mancais de rolamento é resultado de falhas secundárias em outros componentes da máquina ou lubrificação, que acaba danificando os rolamentos. Portanto, assim que detectadas as falhas nos rolamentos, deve-se automaticamente procurar por outras falhas (secundárias) como um desalinhamento ou desbalanceamento que pode ter sido o gatilho para a falha do rolamento (MAIS, 2002).

Segundo Mais (2002), as falhas de rolamentos podem ter sua origem na lubrificação contaminada ou inefetiva, sobrecargas, montagem ou operação incorreta do equipamento, idade avançada (fadiga subsuperficial), passagem de corrente indevida, falso brinelamento por vibrações de máquinas adjacentes ou transporte incorreto.

De acordo com Norton (2013), se a lubrificação for eficiente e limpa, a falha nos rolamentos será causada por fadiga superficial. O autor afirma que a falha está próxima de ocorrer quando a pista ou elementos rolantes exibirem a primeira vala.

Normalmente, a pista é o primeiro componente a falhar e, a partir daí, o mancal emite um aviso audível através de vibração e ruído. Mesmo a partir da falha, o rolamento pode continuar operando, porém, a superfície continuará a se deteriorar e o barulho e vibração aumentarão, resultando, mais cedo ou mais tarde, em fragmentação ou fratura do elemento rolante (NORTON, 2013).

Em análise de vibração, a técnica utilizada para detectar as falhas de rolamento em estágio inicial é o parâmetro chamado de envelope de aceleração. Isso possibilita tempo suficiente para corrigir a causa do problema no rolamento e possivelmente estender sua vida ou mesmo tempo suficiente para planejar a troca do rolamento (MAIS, 2002).

Entretanto, os parâmetros de velocidade e aceleração também detectam as falhas de rolamento, porém já em estágio avançado, normalmente quando resta menos de 10% da vida residual do rolamento (MAIS, 2002).

A identificação antecipada de condições desfavoráveis como lubrificação inadequada ou desalinhamentos são de extrema importância, pois permite ao analista aplicar ações corretivas e prolongar vida em serviço do rolamento (SKF CONDITION MONITORING, [200-?]).

O início da deterioração normalmente acontece muito cedo, quando as pistas começam a se desgastar e desenvolver microcavidades na zona de carga do rolamento. As microcavidades, por sua vez, usualmente não reduzem a vida operacional, porém, são boas indicações de que a progressão para o estágio 1 de falha de rolamento é iminente (SKF CONDITION MONITORING, [200-?]).

O rolamento no primeiro (1º) estágio de falha ainda é um “bom” rolamento. Porém, ao passar do tempo nesse estágio, as microcavidades resultam na degeneração do rolamento até o ponto onde se desenvolvem cavidades muito pequenas nas pistas. A partir dessa condição, esses pequenos defeitos nem sempre geram impactos com força suficiente para gerar sinais de vibração mensuráveis para tecnologias comuns (SKF CONDITION MONITORING, [200-?]).

O rolamento no segundo (2º) estágio de falha já se encontra com algum dano, porém, ainda não necessariamente a troca nesse estágio. De forma geral, se retirados nesse estágio de falha, o único dano aparente seriam diminutas descamações nas pistas. Em termos de análise de vibração, na medida que os harmônicos se desenvolvem e aumentam de amplitude, é recomendado o aumento da frequência de coleta de dados de vibração (SKF CONDITION MONITORING, [200-?]).

O rolamento no terceiro (3º) estágio de falha já está chegando em seu estado terminal, sendo recomendada a sua troca o mais cedo possível. Em análise de vibração, os gráficos espectrais FFT mostram que a frequência fundamental de defeito e seus harmônicos começam a apresentar bandas laterais na velocidade de rotação do eixo (SKF CONDITION MONITORING, [200-?]).

Já quando os rolamentos entram no quarto (4º) de falha suas vidas residuais são extremamente curtas e requer ação corretiva imediata (SKF CONDITION MONITORING, [200-?]).

2.6.2 Falhas detectadas por análise de vibração em mancais de rolamento

Dada a natureza das frequências de defeito em rolamentos, elas ocorrem em frequências muito mais altas e amplitudes muito mais baixas em relação a outras falhas mecânicas como desbalanceamento ou folgas. Para rolamentos, é de extrema importância avaliar os gráficos espectrais FFT e relacioná-los às frequências de defeito dos rolamentos (MAIS, 2002).

Rolamentos com defeito geram séries de choques que se repetem de forma periódica. Por exemplo, vamos considerar que um rolamento possui um pequeno defeito em sua pista externa. Cada vez que o elemento rolante passa sobre o defeito, têm-se um choque entre a superfície defeituosa e a superfície do elemento rolante. Caso um rolamento possua 8 esferas, cada rotação gera 8 choques sobre o defeito. Admitindo que o espaçamento entre os elementos rolantes são iguais, esses choques são repetidos periodicamente. Os choques são de curtíssima duração e repetem-se em baixa frequência, excitando frequências de ressonância (alta frequência) do mancal ou da estrutura onde o rolamento está montado (SKF SERVICE, [200-?]).

Esse fenômeno se aplica a todos os componentes do rolamento, isto é, pista externa e interna, gaiola e esferas, sendo que cada componente defeituoso produzirá tais choques em frequências características (SKF SERVICE, [200-?]).

Essas frequências podem ser calculadas em função das características geométricas do rolamento, através das equações expressas na figura 38 (MAIS, 2002):

Figura 38 – Cálculo das frequência de defeito dos rolamentos

$$F_{ord} = (n/2) (RPM/60) (1 - (Bd/Pd)(\cos \varnothing))$$

$$F_{ird} = (n/2) (RPM/60) (1 + (Bd/Pd)(\cos \varnothing))$$

$$F_{bd} = 2 * (1/2)(Pd/Bd)(RPM/60) [1-(Bd/Pd)^2 \cos^2 \varnothing]$$

$$F_c = (1/2) (RPM/60) (1 - (Bd/Pd)(\cos \varnothing))$$

Where:

n = *number of balls*

Bd = *ball diameter*

Pd = *pitch diameter*

∅ = *contact angle*

Fonte: Mais, (2002).

As frequências citadas na figura 38 relacionam-se com as frequências de defeito de rolamento através das relações expressas na figura 39 (MAIS, 2002):

Figura 39 - Frequências de defeito nos rolamentos

$$\begin{aligned} F_{ord} &= \text{BPFO} \\ F_{ird} &= \text{BPFI} \\ F_{bd} &= 2 * \text{BSF} \\ F_c &= \text{FTF} \end{aligned}$$

Fonte: Mais, (2002).

Dos termos representados na imagem acima, BPFO indica defeitos no anel externo, BPFI indica defeitos no anel interno, BSF indica defeitos no elemento rolante e FTF indica defeitos na gaiola do rolamento (SKF SERVICE, [200-?]).

Desse modo, pode-se diagnosticar os defeitos de um rolamento comparando a medição de vibração com as frequências de defeito do mesmo (BPFI, BPFO, FTF e BSF) (SKF SERVICE, [200-?]).

Rolamentos em primeiro (1º) estágio de falha apresentam frequências ultrassônicas na faixa aproximada de 20.000 à 80.000 Hz, sendo detectadas apenas por tecnologias como Spike Energy (gSE), HFD e Shock Pulse (dB). Pode-se observar a presença de picos de baixa amplitude na frequência de rotação (1X RPM) e em seu segundo (2X RPM) e terceiro harmônico (3X RPM) no espectro (SKF SERVICE, [200-?]).

Na figura 40 pode-se observar, esquematicamente, o gráfico espectral FFT indicando falha de rolamento em 1º estágio.

Figura 40 - Gráfico espectral típico de falha de rolamento em 1º estágio

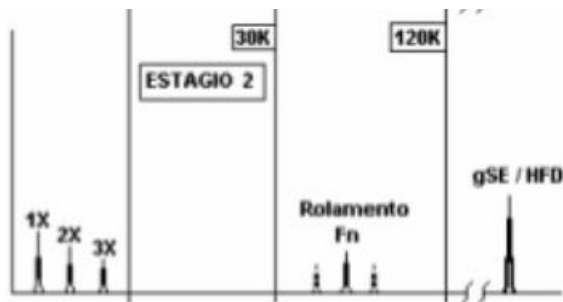


Fonte: SKF Service, ([200-?]).

No segundo (2º) estágio de falha, surgem pequenos defeitos nos rolamentos que excitam as frequências naturais (Fn) dos componentes do rolamento, em uma faixa de frequência entre 30.000 e 120.000 RPM, onde frequências de bandas laterais aparecem acima e abaixo do pico de frequência natural ao fim desse estágio (SKF SERVICE, [200-?]).

Na figura 41 pode-se observar, esquematicamente, o gráfico espectral FFT indicando falha de rolamento em 2º estágio.

Figura 41 - Gráfico espectral típico de falha de rolamento em 2º estágio

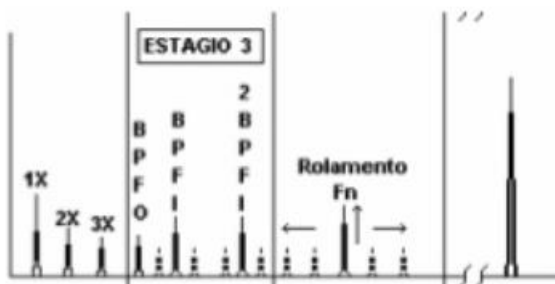


Fonte: SKF Service, ([200-?]).

No terceiro (3º) estágio de falha, é possível visualizar no espectro as frequências de defeitos de rolamentos (BPFI, BPFO, FTF e BSF) e seus harmônicos. À medida que o desgaste do rolamento aumenta, aparecem mais harmônicos da frequência de defeito do rolamento e também crescem o número de bandas laterais em torno dessas frequências e também em torno das frequências naturais dos componentes (Fn) do rolamento. Nesse estágio, o desgaste do rolamento é visível e pode se estender pela periferia do mesmo, sendo recomendada sua troca (SKF SERVICE, [200-?]).

Na figura 42 pode-se observar, esquematicamente, o gráfico espectral FFT indicando falha de rolamento em 3º estágio.

Figura 42 - Gráfico espectral típico de falha de rolamento em 3º estágio



Fonte: SKF Service, ([200-?]).

No quarto (4º) estágio de falha, que é próximo ao final da vida do rolamento, aparecem no espectro elevadas amplitudes na frequências de rotação e harmônicos. Além disso, as frequência de defeito de rolamentos e seus harmônicos, bem como as frequências naturais dos componentes (F_n), desaparecem e surge um sinal aleatório ou randômico em frequências altas de banda larga (SKF SERVICE, [200-?]).

Na figura 43 pode-se observar, esquematicamente, o gráfico espectral FFT indicando falha de rolamento em 4º estágio.

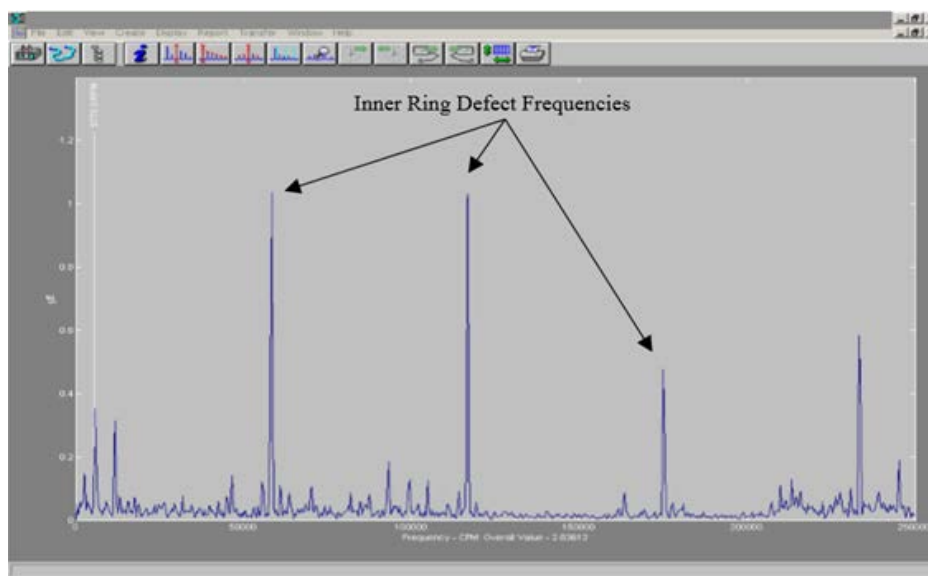
Figura 43 - Gráfico espectral típico de falha de rolamento em 4º estágio



Fonte: SKF Service, ([200-?]).

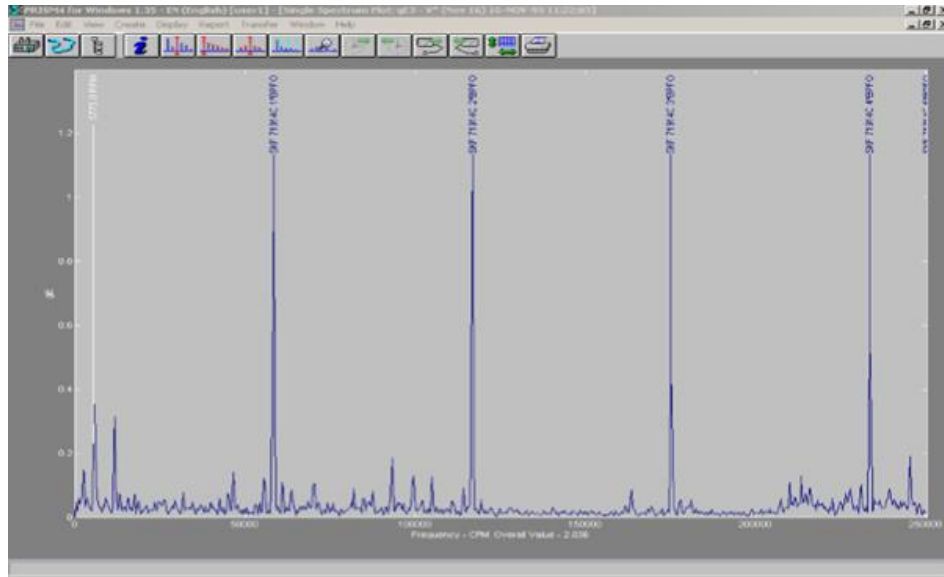
As figuras 44 a 46 representam falhas de rolamentos em 3º estágio, observa-se elevadas amplitudes nas frequências de defeito de rolamento e harmônicos.

Figura 44 - Gráfico espectral de rolamento em 3º estágio de falha em seu anel interno



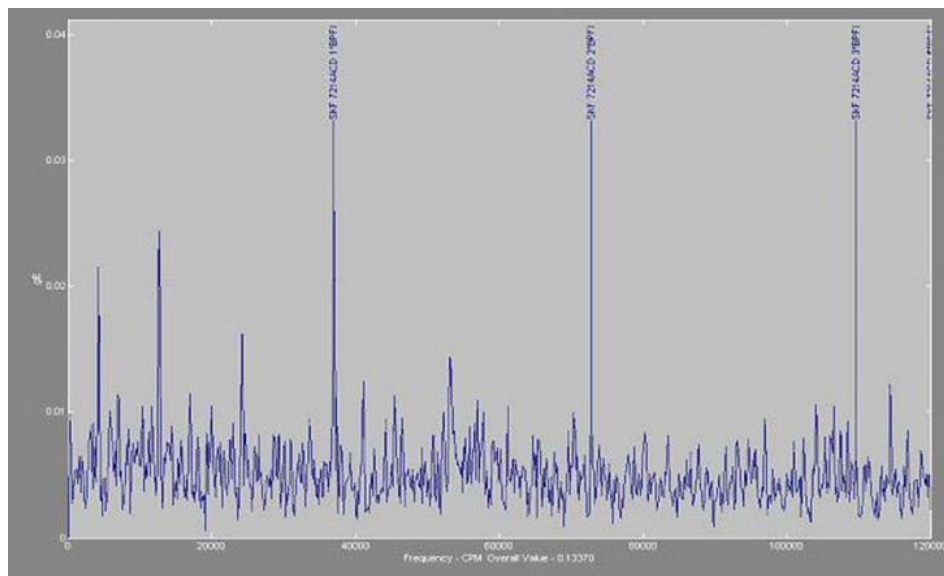
Fonte: Mais, (2002).

Figura 45 - Gráfico espectral de rolamento em 3º estágio de falha em seu anel externo



Fonte: Mais, (2002).

Figura 46 - Gráfico espectral de rolamento em 3º estágio de falha em seu anel interno



Fonte: Mais, (2002).

3 METODOLOGIA

3.1 TECNOLOGIA UTILIZADA NO MONITORAMENTO DE VIBRAÇÃO

A empresa responsável pela coleta e análise de vibração utiliza como tecnologia o aparelho *Microlog GX* da SKF, junto com um acelerômetro piezolétrico dotado de base magnética para fixação nos pontos de medição.

O Software utilizado pela empresa de coleta e análise de dados de vibração é o *Aptitude Analyst* da SKF.

Na figura 47, observa-se a tecnologia utilizada no monitoramento de vibração. O conjunto utilizado é da SKF, composto pelo aparelho *Microlog GX*, cabo espiral, acelerômetro piezoelétrico e base magnética.

Figura 47 - Microlog GX SKF e acelerômetro piezolétrico dotado de base magnética



Fonte: Autoria própria.

Nas figuras 48 a 51, pode-se visualizar cada componente do conjunto utilizado para monitorar a vibração de forma mais detalhada.

Figura 48 - Microlog GX SKF



Fonte: Autoria própria.

Figura 49 - Acelerômetro com base magnética



Fonte: Autoria própria.

Figura 50 - Acelerômetro dotado de base magnética, visão de perfil



Fonte: Autoria própria.

Figura 51 – Fixação de base magnética, visão frontal



Fonte: Autoria própria.

3.2 INFORMAÇÕES E PARÂMETROS DOS EQUIPAMENTOS PARA MONITORAMENTO DE VIBRAÇÃO

Nesse tópico será tratado o estudo de caso de uma bomba centrífuga acionada por um motor de indução. Nele, serão expostos as informações do conjunto mecânico, pontos de coleta de dados de vibração e parâmetros gerados na análise de vibração.

Os equipamentos a serem avaliados no presente estudo de caso referem-se à uma bomba centrífuga acionada por um motor de indução trifásico. Seguem as principais informações sobre o conjunto mecânico (Fonte: autoria própria em consenso com a empresa):

Máquina motora: motor de indução trifásico.

- Potência: 22 kW (30cv).
- Rotação: 3530 RPM.
- Tensão de alimentação: 440V.
- Frequência: 60Hz.
- Rolamentos:
 - ✓ Lado oposto ao acoplamento (LOA ou lado oposto ao acoplamento): 6209.
 - ✓ Lado acoplado (LA ou lado acoplado): 6309.

Máquina movida: bomba centrífuga;

- Rolamentos:
 - ✓ Rolamento lado Fixo (LA ou lado acoplado): 5309A.
 - ✓ Rolamento lado Livre (LOA ou lado oposto ao acoplamento): 6309.

Nas figuras de 52 a 54, pode-se visualizar ilustrações do conjunto mecânico.

Figura 52 - Bomba centrífuga com acionamento por motor elétrico de indução



Fonte: Autoria própria.

Figura 53 - Motor de indução e bomba centrífuga



Fonte: Autoria própria.

Figura 54 - Conjunto mecânico do estudo de caso



Fonte: Autoria própria.

Os pontos de coleta de vibração são determinados de acordo com os mancais de rolamento do conjunto mecânico. Motores de indução trifásico e bombas centrífugas convencionais, como o presente estudo de caso, ambos possuem dois mancais. Portanto, as medições são efetuadas em 2 pontos para cada equipamento (motor e bomba), totalizando 4 pontos de medição para o conjunto (1, 2, 3 e 4) (SKF SERVICE, [200-?]).

A numeração dos pontos de medição são feitas em ordem crescente da máquina motora para a máquina movida, sendo 1 e 2 referente ao motor (mancal LOA e LA), 3 e 4 referente à bomba centrífuga (mancal LA e LOA) (SKF SERVICE, [200-?]).

Para cada ponto, as medições de vibração são realizadas em diferentes direções, de acordo com a tabela 1.

Tabela 1 - Pontos de coleta de medição

Máquina	Posição	Ponto	Horizontal	Vertical	Axial
Motor	LOA	1	Sim	Não	Não
Motor	LA	2	Sim	Sim	Sim
Bomba	LA	3	Sim	Sim	Não
Bomba	LOA	4	Sim	Não	Não

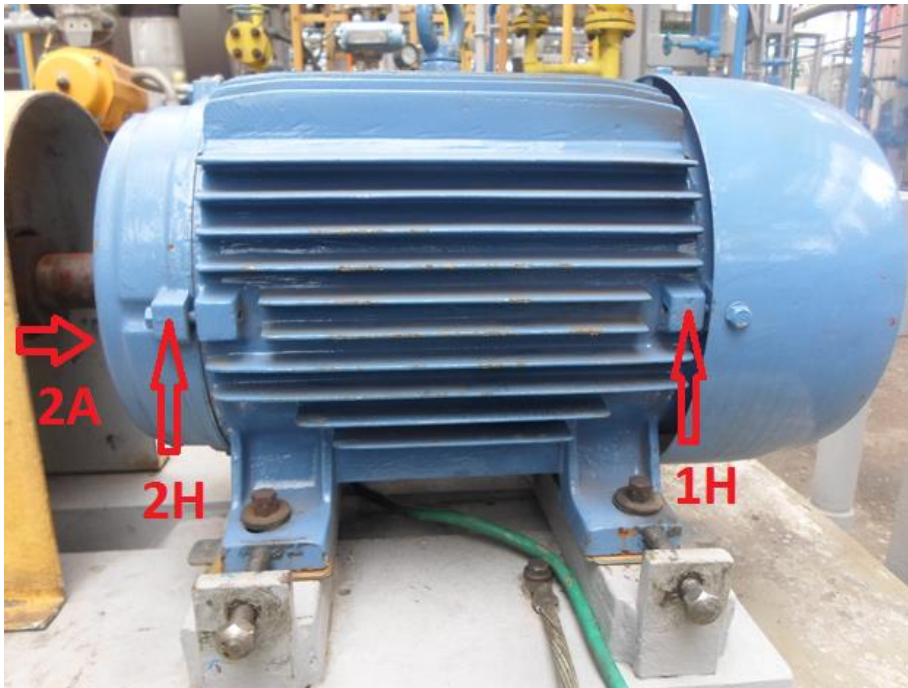
Fonte: Autoria própria.

Em termos técnicos e de acordo com a tabela 1, os pontos e direções são designados da seguinte forma (SKF SERVICE, [200-?]):

- 1H: Ponto 1 na direção horizontal.
- 2H: Ponto 2 na direção horizontal.
- 2V: Ponto 2 na direção vertical.
- 2A: Ponto 2 na direção axial.
- 3H: Ponto 3 na direção horizontal.
- 3V: Ponto 3 na direção vertical.
- 4H: Ponto 4 na direção horizontal.

Nas figuras de 55 a 58, estão representados os pontos e direções de coleta de vibração nos equipamentos do estudo de caso.

Figura 55 - Pontos de medição do motor, visão lateral



Fonte: Autoria própria.

Figura 56 - Pontos de medição do motor, visão de cima



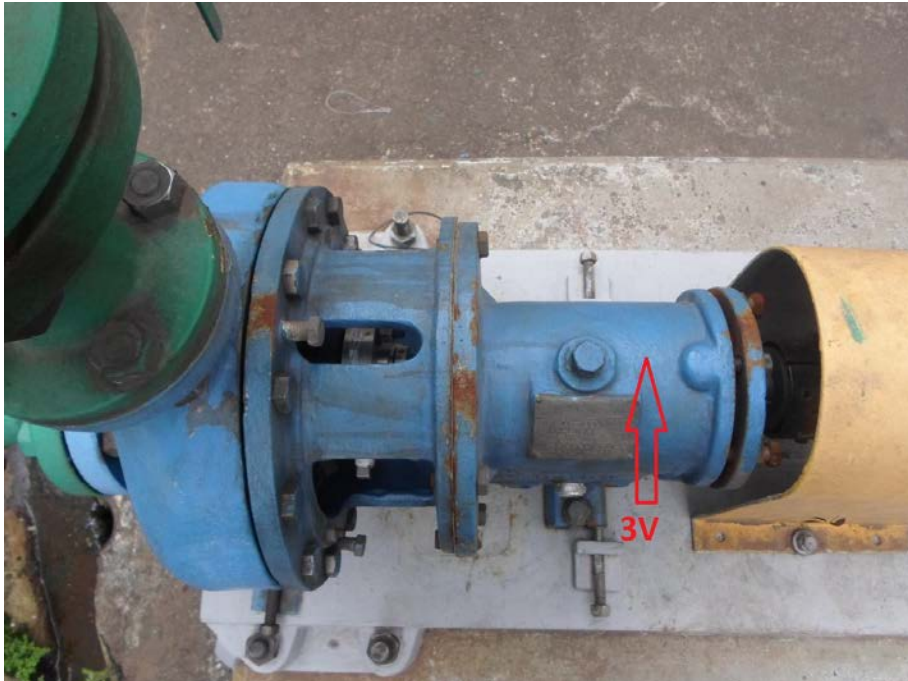
Fonte: Autoria própria.

Figura 57 - Pontos de medição da bomba centrífuga, visão lateral



Fonte: Autoria própria.

Figura 58 - Pontos de medição da bomba centrífuga, visão de cima



Fonte: Autoria própria.

Para cada ponto e direção, existem os parâmetros físicos de vibração os quais são gerados os gráficos e analisados, sendo eles: velocidade [mm/s], aceleração [g] e envelope de aceleração [gE] (SKF SERVICE, [200-?]).

Para motores elétricos e bombas centrífugas convencionais, como o presente estudo de caso, as direções de medição (horizontal, vertical e axial) estão relacionadas com os parâmetros (velocidade, aceleração e envelope de aceleração) de acordo com a tabela 2.

Tabela 2 - Parâmetros gerados nas direções de medição

Direção	Velocidade [mm/s]	Aceleração [g]	Envelope de aceleração [gE]
Horizontal	Sim	Sim	Sim
Vertical	Sim	Não	Não
Axial	Sim	Não	Não

Fonte: Autoria própria.

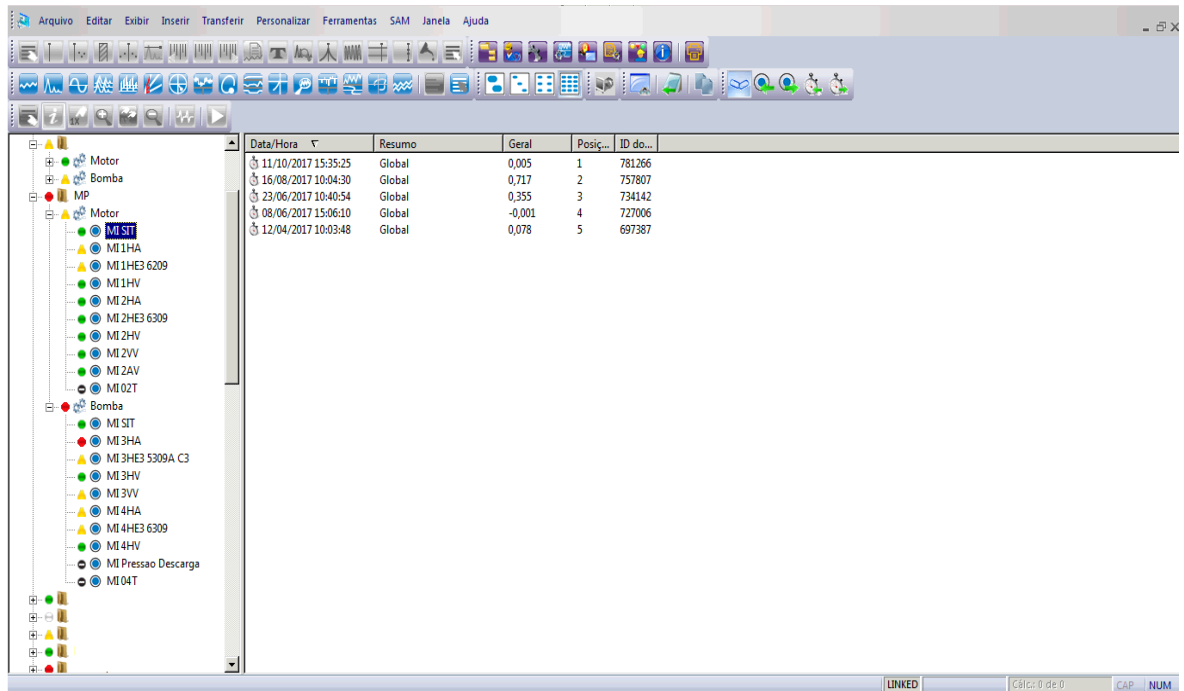
Portanto, na direção horizontal são utilizados os 3 parâmetros, em contrapartida, as direções vertical e axial é utilizada apenas a velocidade. Em termos técnicos e de acordo com a

tabela acima, os pontos, direções e parâmetros são designados da seguinte maneira para o estudo de caso (SKF SERVICE, [200-?]).

- 1HA: Ponto 1, horizontal, aceleração.
- 1HE3: Ponto 1, horizontal, envelope de aceleração.
- 1HV: Ponto 1, horizontal, velocidade.
- 2HA: Ponto 2, horizontal, aceleração.
- 2HE3: Ponto 2, horizontal, envelope de aceleração.
- 2HV: Ponto 2, horizontal, velocidade.
- 2VV: Ponto 2, vertical, velocidade.
- 2AV: Ponto 2, axial, velocidade.
- 3HA: Ponto 3, horizontal, aceleração.
- 3HE3: Ponto 3, horizontal, envelope de aceleração.
- 3HV: Ponto 3, horizontal, velocidade.
- 3VV: Ponto 3, vertical, velocidade.
- 4HA: Ponto 4, horizontal, aceleração.
- 4HE3: Ponto 4, horizontal, envelope de aceleração.
- 4HV: Ponto 4, horizontal, velocidade.

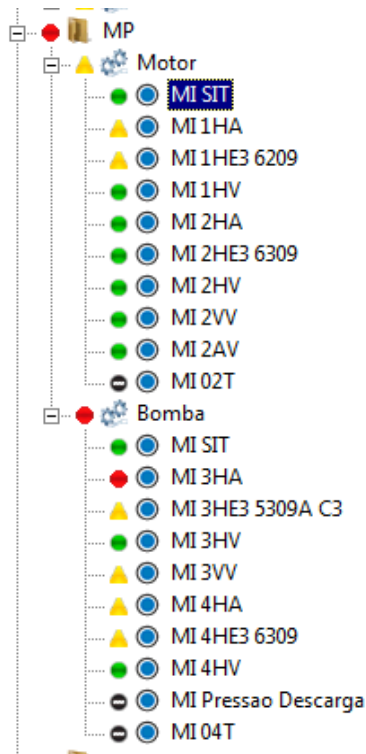
É possível visualizar as designações citadas acima na interface do Software *Aptitude Analyst* (SKF) utilizado pela empresa de coleta e análise de vibração, como representado nas figuras 59 e 60.

Figura 59 - Interface do Software contendo os pontos de medição



Fonte: Autoria própria.

Figura 60 - Imagem ampliada dos pontos de medição da interface do Software



Fonte: Autoria própria.

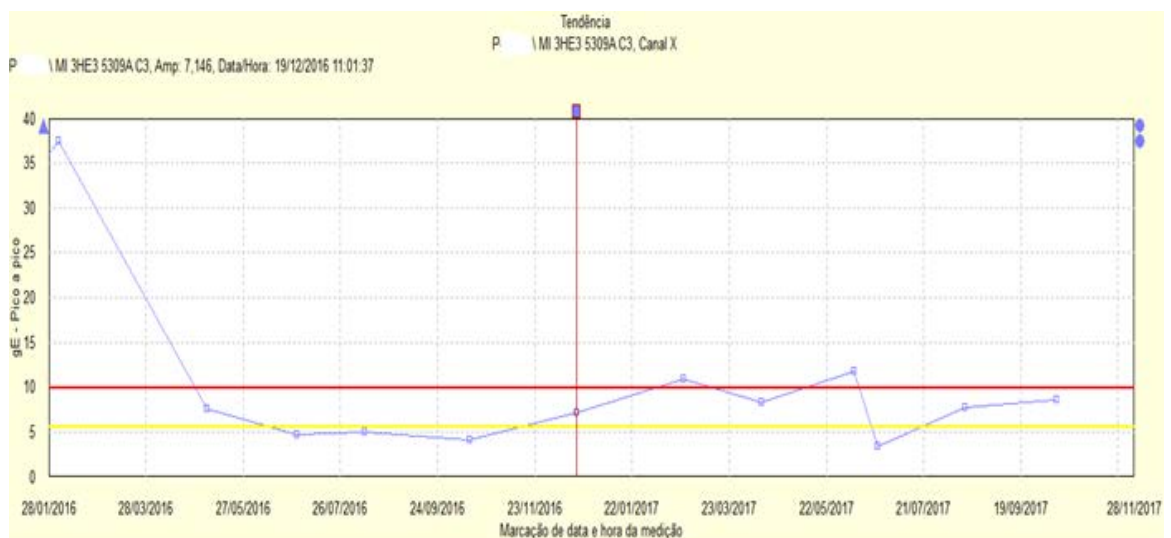
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 HISTÓRICO DE VIBRAÇÃO DA BOMBA CENTRÍFUGA

Nesse tópico será apresentado o histórico recente de falhas da bomba centrífuga do presente estudo de caso.

Na data de 19/12/2016, a bomba centrífuga apresentou falha no mancal (5309A lado fixo do lado acoplado (LA)), como representado no gráfico de tendência da figura 61.

Figura 61 - Gráfico de tendência de envelope de aceleração para o ponto 3HE3



Fonte: Autoria própria.

Na figura 62, observa-se as informações do ponto de medição, atingindo o valor de 7.146 [gE].

Figura 62 - Valor global de envelope de aceleração, ponto 3HE3, em 19/12/2016

Info	Resumo	Tendência	Alarme global	Notas	Alarme de velocidade
PONTO			Data/Hora	Amplitude	Unidades
■ P	\ MI 3HE3 5309A C3		19/12/2016 11:01:37	7,146	gE

Fonte: Autoria própria.

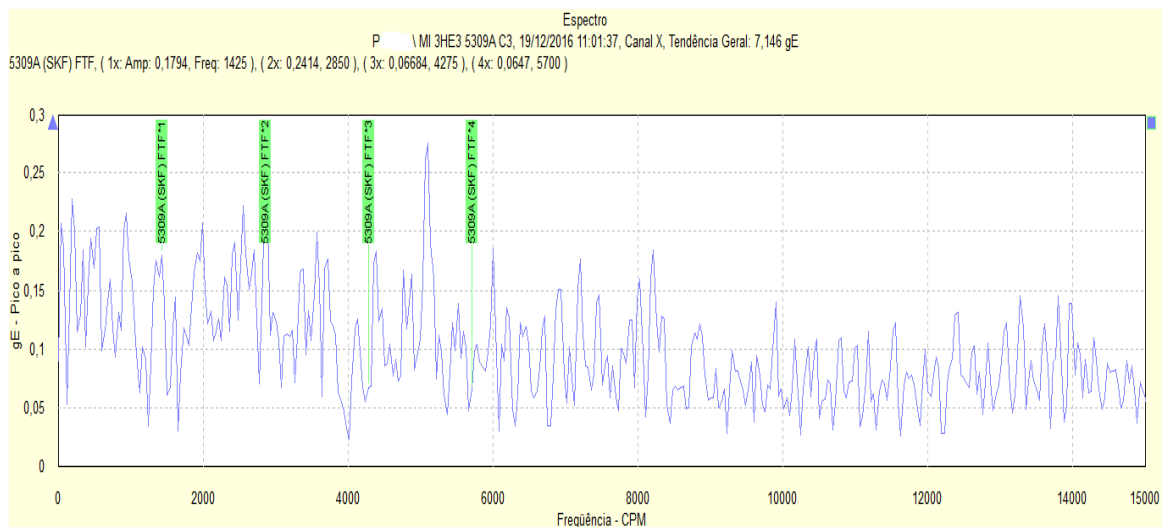
No gráfico de tendência da figura 61 e , observa-se que na medição rotineira de vibração da bomba centrífuga, na data de 19/12/2016, obtiveram-se valores elevados para o ponto 3HE3. A medição global de envelope de aceleração apresentou valor de 7.146 [gE], sendo acima da

condição de alerta 5 [gE] e abaixo da condição de alarme 10 [gE]. Portanto, indica início de falha de rolamento (SKF SERVICE, [200-?]).

Para determinar o componente de falha no rolamento, é necessário analisar o gráfico espectral FFT de envelope de aceleração [gE] para o mesmo ponto (SKF SERVICE, [200-?]).

A figura 63 apresenta o gráfico espectral para o mesmo ponto.

Figura 63 - Gráfico espectral FFT do parâmetro envelope de aceleração, ponto 3HE3, 19/12/2016



Fonte: Autoria própria.

Na figura 64, observa-se as informações do espectro, contendo as amplitudes na frequência fundamental de gaiola (FTF) e harmônicos.

Figura 64 - Valores de amplitude para cada harmônico de frequência de defeito de gaiola (FTF), ponto 3HE3, 19/12/2016

Info	Resumo	FAM						
PONTO			Descrição	Índice de atividade	Harmônicas	Frequência	Amplitude	Ordens
■ P	\ MI 3HE3 5309A C3		5309A (SKF) FTF	2,354	1	1425	0,1794	0,3988
					2	2850	0,2414	0,7976
					3	4275	0,06684	1,196
					4	5700	0,0647	1,595

Fonte: Autoria própria.

No gráfico espectral da figura 63, observa-se elevadas amplitudes nos harmônicos (1°, 2°, 3° e 4°) da frequência de falha de FTF (gaiola), indicando falha na gaiola do rolamento 5309A, características de falha de rolamento em estágio 3 (SKF SERVICE, [200-?]).

Foi recomendado pela empresa de coleta e análise de vibração a substituição dos rolamentos da bomba centrífuga, como representado no diagnóstico mostrado na figura 65.

Figura 65 - Diagnóstico gerado pela empresa responsável pela análise de vibração, 21/12/2016

Nº SAM: O.S. Status: **Alerta**
SAP ID:

Dados da análise

Data da coleta	Data da análise	Técnica	Tipo de inspeção	Forma de tendência
19/12/2016	21/12/2016 13:00:35	VIBRAÇÃO	Rota	Exponencial crescente
Analista	Prioridade O.S.	Data O.S.	Prazo (dias)	Data prevista
	Média	21/12/2016	20	10/01/2017

Diagnósticos: ROLAMENTO;

Observações:

Foram encontradas frequências características de falhas iniciais na FTF (Gaiola) dos rolamentos da bomba.

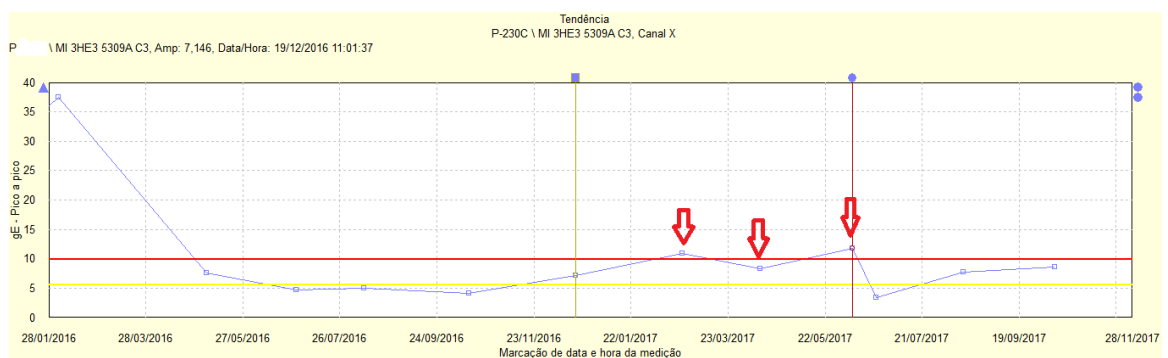
Recomendações de serviço

Substituir rolamentos da bomba.

Fonte: Autoria própria.

Embora a empresa de coleta e análise de vibração tenha recomendado a troca dos rolamentos da bomba centrífuga, essa manutenção não foi executada. Em consequência disso, as próximas medições rotineiras continuaram elevadas e ainda indicando a falha com elevação nos valores globais, como representado no gráfico de tendência da figura 66.

Figura 66 – Gráfico de tendência indicando as medições elevadas, ponto 3HE3



Fonte: Autoria própria.

Na figura 67, estão representados os valores globais nas medições posteriores à recomendação de manutenção não executada, observa-se o seu aumento, atingindo o valor de 11.813 [gE].

Figura 67 - Valores globais elevados para as medições posteriores

08/06/2017 15:07:18	FFT, Global, Tempo	11,813 gE	4	727017
12/04/2017 10:05:20	FFT, Global, Tempo	8,257 gE	5	697398
23/02/2017 09:00:19	FFT, Global, Tempo	10,897 gE	6	462309
19/12/2016 11:01:37	FFT, Global, Tempo	7,146 gE	7	451272

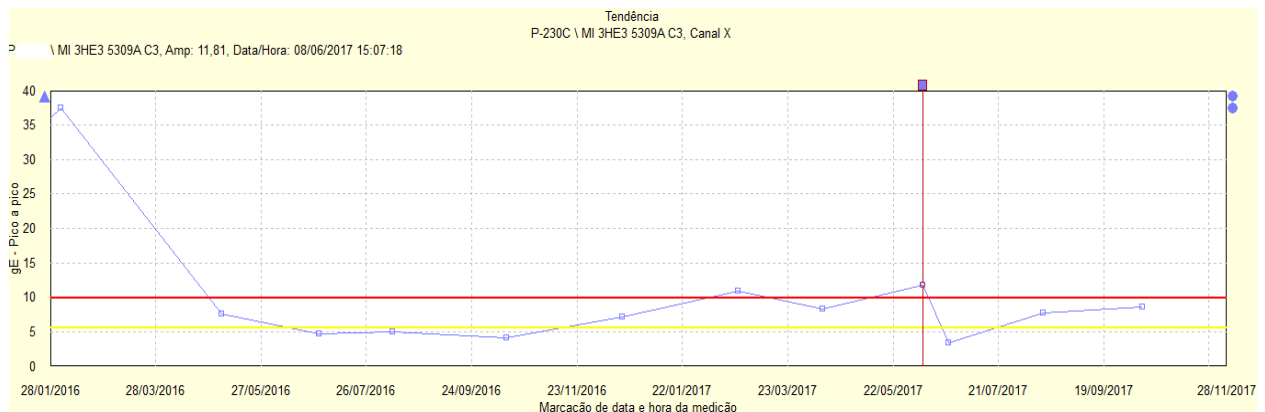
Fonte: Autoria própria.

Através dos valores globais representados na figura 67, observa-se o seu aumento nas datas de 23/02/2017 e 12/04/2017, 10.897 [gE] e 8.257 [gE], respectivamente, acima da condição de alerta 5 [gE]. Posteriormente, na data de 08/06/2017, o valor global obtido foi ainda maior, 11.813 [gE] respectivamente, extrapolando a condição de alarme 10 [gE].

Dessa forma, foi finalmente executada a manutenção de troca dos rolamentos da bomba centrífuga, como solicitado há 6 meses pela empresa de coleta e análise de vibração.

O gráfico de tendência com a medição de alarme 11.813 [gE] (08/06/2017), está representado na figura 68.

Figura 68 - Gráfico de tendência indicando a medição alarmante, ponto 3HE3



Fonte: Autoria própria.

Na figura 69, estão representadas as informações do ponto de medição, atingindo o valor de 11.81 [gE].

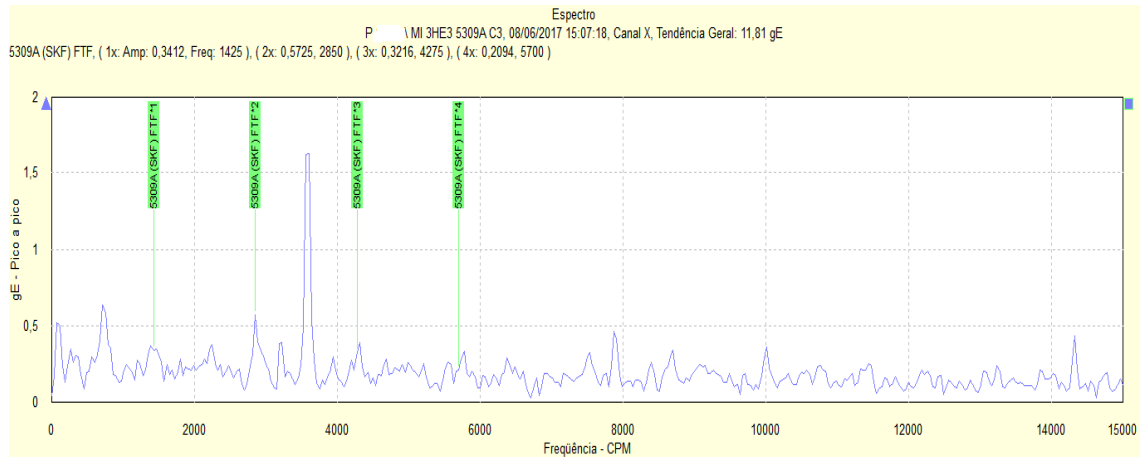
Figura 69 - Valor global para a medição alarmante, indicando 11.81 [gE], ponto 3HE3

Info	Resumo	Tendência	Alarme global	Notas	Alarme de velocidade
PONTO		Data/Hora	Amplitude	Unidades	
P	\ MI 3HE3 5309A C3	08/06/2017 15:07:18	11,81	gE	

Fonte: Autoria própria.

A figura 70 mostra o gráfico espectral para a medição de 11.81 [gE].

Figura 70 - Gráfico espectral FFT do parâmetro envelope de aceleração, ponto 3HE3, 08/06/2017



Fonte: Autoria própria.

Na figura 71, observa-se as informações do espectro, contendo as amplitudes na frequência fundamental de gaiola (FTF) e harmônicos.

Figura 71 - Valores de amplitude para cada harmônico de frequência de defeito de gaiola (FTF), ponto 3HE3, 08/06/2017

Info	Resumo	FAM						
PONTO			Descrição	Índice de atividade	Hamônicas	Freqüência	Amplitude	Ordens
■ P	\ MI 3HE3 5309A C3		5309A (SKF) FTF	2,65	1	1425	0,3412	0,3988
					2	2850	0,5725	0,7976
					3	4275	0,3216	1,196
					4	5700	0,2094	1,595

Fonte: Autoria própria.

No gráfico espectral da figura 70, observa-se elevadas amplitudes nos harmônicos (1°, 2°, 3° e 4°) da frequência de falha de FTF (gaiola), indicando falha na gaiola do rolamento 5309A, características de falha de rolamento em estágio 3 (SKF SERVICE, [200-?]).

O mais interessante de se observar é que as amplitudes nos harmônicos de falha de gaiola (FTF) aumentaram significativamente em relação à medição de 6 meses atrás, indicando a piora da falha. Foi, então, efetuada a troca dos rolamentos.

Após executada a manutenção e troca dos rolamentos, o valores globais de vibração reduziram-se consideravelmente, como representando na figura 72.

Figura 72 - Valor global indicando 3.387 [gE] em 23/06/2017

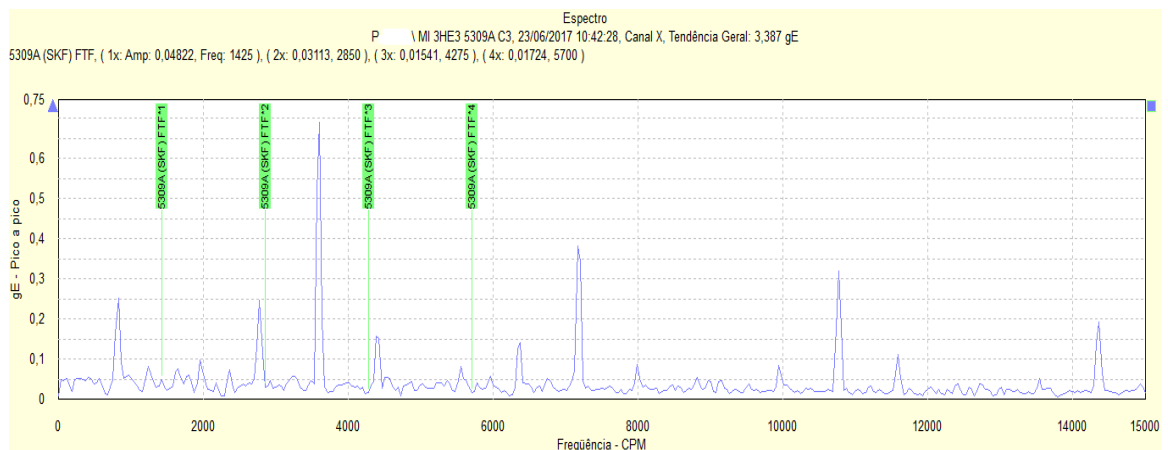
Data/Hora	Resumo	Geral	Posiç...	ID do...
11/10/2017 15:37:43	FFT, Global, Tempo	8,635 gE	1	781277
16/08/2017 10:08:45	FFT, Global, Tempo	7,684 gE	2	757818
23/06/2017 10:42:28	FFT, Global, Tempo	3,387 gE	3	734153

Fonte: Autoria própria.

Como observado na tabela da figura 72, o pós manutenção indicou, em 23/06/2017, um valor global de 3.387 [gE], abaixo da condição de alerta de 5 [gE], indicando a normalidade do rolamento (SKF SERVICE, [200-?]).

A figura 73 mostra o gráfico espectral para uma análise mais detalhada.

Figura 73 - Gráfico espectral FFT do parâmetro envelope de aceleração, ponto 3HE3, 23/06/2017



Fonte: Autoria própria.

Na figura 74, observa-se as informações do espectro, contendo as amplitudes na frequência fundamental de gaiola (FTF) e harmônicos.

Figura 74 - Valores de amplitude para cada harmônico de frequência de defeito de gaiola (FTF), ponto 3HE3, 23/06/2017

Info	Resumo	FAM	Descrição	Índice de atividade	Hamônicas	Frequência	Amplitude	Ordens
P	\ MI 3HE3 5309A C3	5309A (SKF) FTF	2,916	1	1425	0,04822	0,3988	
				2	2850	0,03113	0,7976	
				3	4275	0,01541	1,196	
				4	5700	0,01724	1,595	

Fonte: Autoria própria.

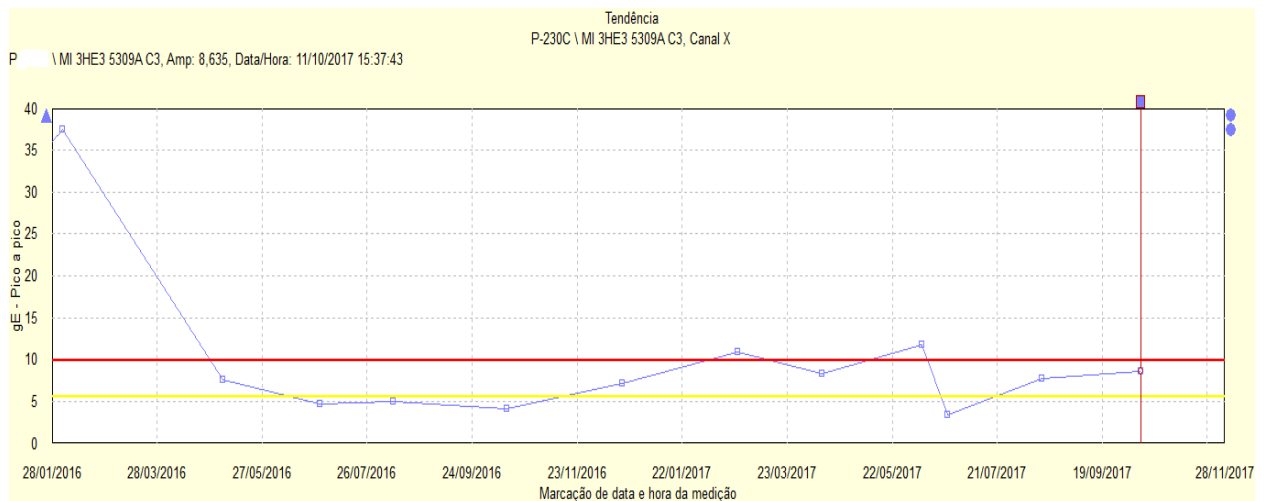
Pelo gráfico espectral da figura 73, observa-se que os harmônicos (1°, 2°, 3° e 4°) da frequência de falha de FTF (gaiola) reduziram-se significativamente, não indicando anomalias na gaiola para falha de rolamento em estágio 3 (SKF SERVICE, [200-?]).

O interessante é observar que as amplitudes nos harmônicos de falha de gaiola (FTF) reduziram-se significativamente no pós manutenção em relação às medições que apontaram a falha.

Na medição de 11/10/2017, a bomba centrífuga voltou a apresentar problemas e indicar falha no rolamento 5309A para o mesmo ponto de medição (3HE3), sendo recomendada a troca dos seus rolamentos novamente.

Porém, observa-se que na medição rotineira anterior, de 16/08/2017, o valor global já se apresentava acima das condições de alerta, como representado no gráfico de tendência da figura 75.

Figura 75 - Gráfico de tendência indicando a condição de alerta, ponto 3HE3



Fonte: Autoria própria.

Na figura 76, estão representadas as informações do ponto de medição, atingindo o valor de 8.635 [gE].

Figura 76 - Valor global para a medição acima do alerta, indicando 8.635 [gE], ponto 3HE3, 11/10/2017

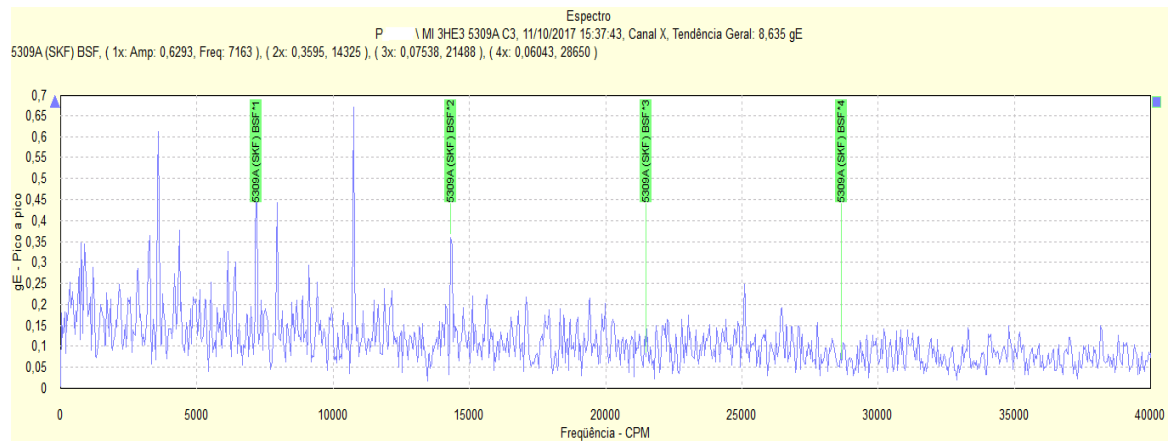
Info	Resumo	Tendência	Alarme global	Notas	Alarme de velocidade
PONTO	#	Data/Hora	Amplitude	Unidades	
■ P	\ MI 3HE3 5309A C3	11/10/2017 15:37:43	8,635	gE	

Fonte: Autoria própria.

No gráfico de tendência da figura 75, observa-se que na medição rotineira de vibração da bomba centrífuga, na data de 11/10/2017, obtiveram-se elevados valores de vibração para o ponto 3HE3. A medição global de envelope apresentou valor de 8.635 [gE], acima da condição de alerta 5 [gE] e abaixo da condição de alarme 10 [gE]. Portanto, indica início de falha de rolamento (SKF SERVICE, [200-?]).

Para determinar o componente de falha no rolamento, é necessário analisar o gráfico espectral FFT de envelope de aceleração para o mesmo ponto, como representado na figura 77 (SKF SERVICE, [200-?]).

Figura 77 - Gráfico espectral FFT do parâmetro envelope de aceleração, ponto 3HE3, 11/10/2017



Fonte: Autoria própria.

Na figura 78, observa-se as informações do espectro, contendo as amplitudes na frequência fundamental de esferas (BSF) e harmônicos.

Figura 78 - Valores de amplitude para cada harmônico de frequência de defeito de gaiola (FTF), ponto 3HE3, 11/10/2017

Info	Resumo	FAM						
PONTO			Descrição	Índice de atividade	Hamônicas	Frequência	Amplitude	Ordens
P	\ MI 3HE3 5309A C3		5309A (SKF) BSF	2,056	1	7163	0,6293	2,005
					2	14325	0,3595	4,009
					3	21488	0,07538	6,014
					4	28650	0,06043	8,018

Fonte: Autoria própria.

No gráfico espectral da figura 77, observa-se elevadas amplitudes nos harmônicos (1°, 2°, 3° e 4°) da frequência de passagem de BSF (esferas), indicando falha no elemento rolante, característico de falhas de rolamento em estágio 3 (SKF SERVICE, [200-?]).

Foi recomendado pela empresa responsável pela análise de vibração a substituição dos rolamentos da bomba centrífuga por falha nos elementos rolantes, como representado no diagnóstico da figura 79.

Figura 79 - Diagnóstico gerado pela empresa responsável pela análise de vibração, 11/10/2017

Nº SAM:
SAP ID:

O.S.

Status: **Alerta**

Dados da análise

Data da coleta	Data da análise	Técnica	Tipo de inspeção	Forma de tendência
11/10/2017	11/10/2017 16:21:20	VIBRACÃO	Fora Rota	Linear crescente
Analista	Prioridade O.S.	Data O.S.	Prazo (dias)	Data prevista
	Média	11/10/2017	30	10/11/2017

Diagnósticos: ROLAMENTO;

Observações:

Foram encontradas níveis pouco acima dos aceitáveis em alta frequência no espectro de "envelope" característicos de falha nas BSF (Esteras) da bomba.

Recomendações de serviço

Substituir rolamentos da bomba e realizar alinhamento a laser.

Fonte: Autoria própria.

5 CONCLUSÕES

Do presente trabalho, conclui-se que a manutenção preditiva utilizando técnica de análise de vibração é uma ferramenta extremamente útil para se utilizar como estratégia de manutenção para equipamentos rotativos.

O monitoramento de vibração é capaz de detectar diversos tipos de falhas mecânicas, desde falhas que geram vibrações em baixa frequência, como desalinhamentos, desbalanceamentos, folgas mecânicas, até falhas que geram vibrações em alta frequência, como cavitação em bombas centrífugas e falhas iniciais em mancais de rolamento. Isso ocorre desde a coleta de vibração nos mancais dos equipamentos até a análise dos gráficos espectrais FFT. Portanto, medir e analisar a vibração é uma forma de se conhecer e acompanhar a condição mecânica do equipamento.

Do estudo de caso da bomba centrífuga e motor de indução, foi verificada a ocorrência de falhas em rolamento em duas situações, a primeira por falha na gaiola e a segunda por falha nos elementos rolantes. Em suma, comprovou ser uma técnica extremamente eficiente, onde auxiliou o setor de manutenção na detecção dessas falhas de rolamento além de recomendar sua troca.

REFERÊNCIAS

- ACORSI, A. Análise termográfica: complemento da análise de vibração. **LinkedIn**, 23 jan. 2016. Disponível em: <<https://pt.linkedin.com/pulse/an%C3%A1lise-termogr%C3%A1fica-complemento-da-de-vibra%C3%A7%C3%A3o-ale%C3%A7andro-acorsi>>. Acesso em: 04 nov. 2017.
- ALBUQUERQUE, D. O que é manutenção preditiva? **Templum**, 26 fev. 2013. Disponível em: <<https://certificacaoiso.com.br/e-manutencao-preditiva-2/>>. Acesso em: 04 nov. 2017.
- ATHOS ELETRONICS. **TRUE RMS e RMS - O que é**. 22 jan. 2016. Disponível em: <<http://athoselectronics.com/true-rms/>>. Acesso em: 04 nov. 2017.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS E TÉCNICAS. **NBR 5462**: confiabilidade e manutenibilidade. Rio de Janeiro. 1994.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS E TÉCNICAS. **NBR 6158**: sistema de tolerância e ajustes. Rio de Janeiro. 1995.
- BLOG DA MECÂNICA. **Alinhamento de Máquinas Rotativas**. [S.l.]: [s.n.], may. 2010. 35p.
- BRANCO, R. Manutenção detectiva. **Manutenção & Suprimentos**, 23 mar. 2010. Disponível em: <<http://www.manutencaoesuprimentos.com.br/conteudo/1886-manutencao-detectiva/>>. Acesso em: 28 out. 2017.
- CYRINO, L. Análise de vibração - método de Preditiva. **Manutenção em foco**, 08 abr. 2015. Disponível em: <<https://www.manutencaoemfoco.com.br/analise-de-vibracao/>>. Acesso em: 04 nov. 2017.
- GANGHIS, D. **Escoamento e Transporte de Fluidos**. [S.l.]: [s.n.], [200-?]. 28p.
- KARDEC, A.; NASCIF, J. **Manutenção**: função estratégica. 3. ed. Rio de Janeiro: Qualitymark, 2009.
- KREY, O. Você sabe o que é desbalanceamento?. **SIMETRIZA**, 20 maio 2015. Disponível em: <<http://www.simetriza.com.br/entendendo-os-tipos-de-desbalanceamento/>>. Acesso em: 05 nov. 2017.
- LIMA, F. A.; CASTILHO, J. C. N. **Aspectos da manutenção dos equipamentos**. 2006. 52 f. Dissertação (Especialista em Desenvolvimento Gerencial) – Universidade de Brasília, Brasília-DF, 2006. Disponível em: <http://bdm.unb.br/bitstream/10483/1327/3/2006_FranciscosLima_JoaoCastilho.pdf>. Acesso em: 04 nov. 2017.
- LONGBOARDING GUIDE. **Best longboard bearing for 2017: Our 4 Favorites**. 2017. Disponível em: <<http://www.longboardingguide.com/best-longboard-bearings/>>. Acesso em: 08 nov. 2017.

MAIS, J. **Spectrum analysis**: the key features of analyzing spectra. EUA: SKF Reliability Systems, may. 2002. 31p.

MAIS, J.; BRADY, S. **Introduction guide to vibration monitoring**: measurements, analysis, and terminology. EUA: SKF Reliability Systems, may. 2002. 30p.

MONCHY, F. **A função manutenção**. São Paulo: DURBAN, 1989.

MORAES, E. Velocidade motor elétrico. **Sala da Elétrica**, 11 jul. 2012. Disponível em: <<https://www.saladaeletrica.com.br/velocidade-motor-eletrico-trifasico/>>. Acesso em: 04 nov. 2017.

MOREIRA NETO, T. C. A história da evolução do sistema de gestão de manutenção. **Web Artigos**, 12 jun. 2017. Disponível em: <<https://www.webartigos.com/artigos/a-historia-da-evolucao-do-sistema-de-gestao-de-manutencao/75650/>>. Acesso em: 21 out. 2017.

NORTON, R. L. **Projeto de máquinas**: uma abordagem integrada. 4. ed. São Paulo: BOOKMAN, 2013.

NSK MOTION & CONTROL. **O que é um rolamento?**. 2017. Disponível em: <<http://www.nsk.com.br/o-que-e-um-rolamento-152.htm>>. Acesso em: 08 nov. 2017.

RELIABILITY DIRECT. **ISO 10816 vibration severity standards**. Disponível em: <<https://www.reliabilitydirectstore.com/articles.asp?id=122>>. Acesso em: 04 nov. 2017.

ROISIN, S. Vibração: problema sério, solução simples. **NEI**, ago. 2007. Disponível em: <<http://www.nei.com.br/artigo/problema-serio-solucao-simples>>. Acesso em: 05 nov. 2017.

SCHENCK ROTEC GMBH. **Por que balanceamento é tão importante?**. 2017. Disponível em: <<http://www.schenck-rotec.com.br/why-balancing/index.php>>. Acesso em: 05 nov. 2017.

SILVA, B. **Bancada para análise de vibração**: análise de falhas em máquinas rotativas. 2012. 69 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade de Taubaté, Taubaté - SP, 2012. Disponível em: <http://www.bdt.unitau.br/tesdesimplificado/tde_arquivos/5/TDE-2013-03-20T083828Z-498/Publico/Bruna%20Tavares%20Vieira%20da%20Silva.pdf>. Acesso em: 05 nov. 2017.

SILVA, M. **Manual de treinamento**: seleção e aplicação de bombas centrífugas. 5. ed. [S.l.]: [s.n.], 2003. Disponível em: <http://www.escoladavida.eng.br/mecfluquimica/segundo2008/manual_de_treinamento.pdf>. Acesso em: 08 nov. 2017.

SILVA, M. Bombas centrífugas. **Mário Silva - Técnico Industrial**, 13 mar. 2014. Disponível em: <<http://mariosilvatecnicoindustrial.blogspot.com.br/2014/03/bombas-centrifugas.html>>. Acesso em: 08 nov. 2017.

SILVEIRA, C. B. Manutenção preventiva e preditiva a favor da confiabilidade. **Citisystems**, 20 set. 2017. Disponível em: <<https://www.citisystems.com.br/manutencao-preventiva-preditiva-engenharia-confiabilidade/>>. Acesso em: 28 out. 2017.

SKF CONDITION MONITORING. Identificando estágios de falhas em rolamentos. **REVOLUTIONS**, v. 7, n. 3, [200-?].

SKF RELIABILITY SYSTEMS. **Vibration diagnostic guide**. EUA: SKF Reliability Systems, 2000. 28p.

SKF SERVICE. **Tecnologia de vibrações**. [S.l.]: [s.n.], [200-?]. (Apostila fornecida pela empresa).

TECMECANICO. **Alinhamento**. 2016. Disponível em: <<https://tecmechanico.blogspot.com.br/2011/10/alinhamento.html>>. Acesso em: 05 nov. 2017.