

GUSTAVO MELLO SIEMANN

Análise de vibração: estudo da técnica e aplicação prática em uma Indústria Siderúrgica

Gustavo Mello Siemann

Análise de vibração: estudo da técnica e aplicação prática em uma Indústria Siderúrgica

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. Mauro Hugo Mathias

Guaratinguetá - SP
2021

S571a	<p>Siemann, Gustavo Mello</p> <p>Análise de vibração: estudo da técnica e aplicação prática em uma indústria siderúrgica / Gustavo Mello Siemann – Guaratinguetá, 2021. 62 f : il. Bibliografia: f. 53-54</p> <p>Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2021. Orientador: Prof. Dr. Mauro Hugo Mathias</p> <p>1. Vibração Medição. 2. Controle preditivo. 3. Engrenagens. 4. Motores elétricos Enrolamento. I. Título.</p> <p style="text-align: right;">CDU 534.1</p>
-------	--

GUSTAVO MELLO SIEMANN

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. Celso Eduardo Tuna
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:



Prof. Dr. Mauro Hugo Mathias
Orientador/UNESP-FEG



Prof. Dr. Fernando Henrique Mayworm de Araujo
UNESP-FEG



Daniel Araujo de Carvalho
Membro Externo

DADOS CURRICULARES

GUSTAVO MELLO SIEMANN

NASCIMENTO 21.03.1996 – São Paulo / SP

FILIAÇÃO Julio Cesar Siemann
Renata Vieira de Mello

2015/2021 Graduação em Engenharia Mecânica
Universidade Estadual Paulista “Julio de Mesquita Filho” -
Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá

Dedico esse trabalho à meus pais, Renata e Julio, e à minha família, o qual apoio e incentivo foram indispensáveis para minha trajetória acadêmica.

AGRADECIMENTOS

A meus pais, família e noiva, que sempre me apoiaram me incentivaram em meus projetos e objetivos, e que sempre serão meus exemplos na vida.

Ao professor Mauro Hugo Mathias por toda sua atenção, profissionalismo e contribuições ao longo da construção desse trabalho.

Ao professor Fernando Araujo por suas contribuições para esse trabalho, e por todo o profissionalismo e ensinamentos durante minha vivência acadêmica.

Ao Daniel Araujo por todo apoio e atenção durante o desenvolvimento do trabalho e por todo o apoio no início de minha carreira profissional.

Ao técnico de preditiva Itamar Barbosa por toda sua atenção e cordialidade em fornecer os dados para esse trabalho.

RESUMO

Sabe-se que a manutenção preditiva é estratégia fundamental dentro do bom funcionamento da manutenção industrial. A análise de vibração de equipamentos rotativos é uma das técnicas de monitoramento encontradas dentro da manutenção preditiva. A partir do estudo da técnica de análise de vibração e da apresentação de um estudo de caso, busca-se a capacitação da equipe de manutenção preditiva da planta industrial fornecedora do estudo de caso. Apresenta-se uma revisão dos fundamentos da análise de vibração e um estudo de caso aplicado à um motor elétrico de uma gaiola de um bloco laminador de uma indústria siderúrgica. No estudo de caso é identificada uma falha por BPFÍ no rolamento do lado acoplado do motor, onde a técnica de análise de vibração identificou previamente a falha e possibilitou a intervenção no equipamento antes de uma quebra. A partir do estudo de caso foi possível evidenciar a importância da análise de vibração para a preservação de ativos críticos ao processo, tanto na evidência de custo, quanto na assertividade técnica que se dispõe. Soma-se a isso a relevância das técnicas de manutenção preditiva no futuro da indústria 4.0, que associadas a novas tecnologias como *IoT* e *machine learning* representarão um ganho significativo em eficiência e agilidade na manutenção industrial.

PALAVRAS CHAVE: Manutenção preditiva. Análise de vibração. Análise de envelope. Mecanismos de falha. Desbalanceamento. Desalinhamento. Folgas. Rolamento. Engrenagem.

ABSTRACT

It is known that predictive maintenance is a fundamental strategy within the proper functioning of industrial maintenance. Vibration analysis of rotating equipment is one of the monitoring techniques found within predictive maintenance. From the study of the vibration analysis technique and the presentation of a case study, the aim is to train the predictive maintenance team of the industrial plant supplying the case study. It presents a review of the fundamentals of vibration analysis and a case study applied to an electric motor of a cage in a rolling mill block in a steel industry. In the case study, a failure by BPF1 in the bearing on the coupled side of the engine is identified, where the vibration analysis technique previously identified the failure and made it possible to intervene in the equipment before a breakdown. From the case study, it was possible to evidence the importance of vibration analysis for the preservation of assets critical to the process, both in the cost evidence and in the technical assertiveness available. Added to this is the relevance of predictive maintenance techniques in the future of industry 4.0, which associated with new technologies such as IoT and machine learning will represent a significant gain in efficiency and agility in industrial maintenance.

KEYWORDS: Predictive maintenance. Vibration analysis. Envelope analysis. Failure mechanisms. Unbalance. Misalignment. Clearance. Bearing. Gear.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1.1	Curva da Banheira	14
Figura 2.1	Fluxo básico de medição de vibração	18
Figura 2.2	Concepção básica de um acelerômetro piezelétrico	19
Figura 2.3	Construção de um acelerômetro piezelétrico	19
Figura 2.4	Análise de vibração por posição relativa	20
Figura 2.5	Sistema massa mola com amortecimento	21
Figura 2.6	Resposta de um sistema rotor	22
Figura 2.7	Sistema massa mola excitado por um conjunto <i>scotch yoke</i>	23
Figura 2.8	Caracterização e comparação entre duas ondas	24
Figura 2.9	Harmônicos de uma onda e sua somatória	25
Figura 2.10	Análise FFT com um sinal no domínio do tempo e da frequência	26
Figura 2.11	Pequena falha na pista externa de um rolamento e seu sinal de aceleração no espectro de tempo	27
Figura 2.12	Efeito ressonante e seu sinal de aceleração no espectro de tempo	28
Figura 2.13	Envelope da falha	28
Figura 2.14	Espectro FFT com falha por desbalanceamento	30
Figura 2.15	Relação de fases por desbalanceamento estático	31
Figura 2.16	Relação de fases por desbalanceamento duplo	31
Figura 2.17	Desalinhamento angular no espectro de frequência	32
Figura 2.18	Desalinhamento paralelo no espectro de frequência	32
Figura 2.19	Falha por folga interna no espectro de frequência	33
Figura 2.20	Falha por folga de fixação no espectro de frequência	34
Figura 2.21	Falha por perda de rigidez no espectro de frequência	34
Figura 2.22	Etapa inicial de desgaste em um rolamento	36
Figura 2.23	Pequenos pontos de remoção de material aparecem no rolamento	36
Figura 2.24	Pontos de desgaste se tornam maiores e mais evidentes no rolamento	37
Figura 2.25	Pista do rolamento já com um desgaste severo	37
Figura 2.26	Espectro de vibração de um redutor em condições normais	38
Figura 2.27	Espectro de vibração de uma engrenagem com folga e excentricidade	39
Figura 2.28	Espectro de vibração de uma engrenagem desalinhamento	39

Figura 2.29	Forma de onda no domínio do tempo de uma engrenagem com quebra de dente	40
Figura 3.1	Posição do motor no equipamento	42
Quadro 1	Informações técnicas do motor	43
Figura 3.2	Dimensional em corte Rolamento SKF 6232C3	43
Figura 3.3	Dados de cálculo Rolamento SKF 6232C3	43
Figura 3.4	Coletor de dados SKF Microlog Analyser AX	44
Figura 3.5	Acelerômetro piezométrico	44
Figura 3.6	Tendência valor global do envelope de aceleração	45
Figura 3.7	Tendência valor global de velocidade	46
Figura 3.8	Espectros de vibração em cascata	46
Figura 3.9	Vista direita do rolamento 6232C3	47
Figura 3.10	Espectro de frequência	48
Figura 3.11	Rolamento com marcas estriadas na pista interna	49
Figura 3.12	Marcas estriadas na pista interna do rolamento	49
Figura 3.13	Espectros pós substituição em forma de cascata	50
Figura A.1	Pontos de medição para rolamentos alojados em mancais horizontais	55
Figura A.2	Pontos de medição para rolamentos alojados em mancais flangeados	55
Figura A.3	Pontos de medição para máquinas elétricas	56
Figura A.4	Pontos de medição para motores recíprocos próximos das localizações dos rolamentos	56
Figura A.5	Pontos de medição para conjuntos verticais de máquinas	57
Tabela C.1	Classificação de zonas de severidade de vibração para equipamentos classificados como Grupo I	61
Tabela C.2	Classificação de zonas de severidade de vibração para equipamentos classificados como Grupo II	61
Tabela C.3	Classificação de zonas de severidade de vibração para equipamentos classificados como Grupo III	62

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

FFT	Transformada rápida de Fourier (<i>Fast Fourier Transform</i>)
BPFI	Frequência de passagem na pista interna (<i>Ball Pass Frequency Inner</i>)
BPFO	Frequência de passagem na pista externa (<i>Ball Pass Frequency Outer</i>)
FTF	Frequência fundamental de gaiola (<i>Fundamental Train Frequency</i>)
BSF	Frequência do elemento girante (<i>Ball Spin Frequency</i>)
GMF	Frequência de engrenamento (<i>Gear Mesh Frequency</i>)
ISO	International Organization for Standardization
NBR	Normas técnicas brasileiras

LISTA DE SÍMBOLOS

M	massa
κ	rigidez
C	amortecimento
m	massa de desbalanceamento
ω	velocidade angular
t	tempo
r	raio
$\ddot{x}(t)$	aceleração
$\dot{x}(t)$	velocidade
$x(t)$	deslocamento
A	deslocamento máximo
f	frequência
T	período
λ	comprimento de onda

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
1.1	OBJETIVO	16
2	MANUTENÇÃO PREDITIVA	17
2.1	ANÁLISE DE VIBRAÇÃO	17
2.2	SISTEMA MASSA MOLA	21
2.3	VIBRAÇÃO E SUAS CARACTERÍSTICAS	22
2.3.1	Ondas e suas características	24
2.3.2	Harmônicos	25
2.3.3	Transformada rápida de Fourier	26
2.3.4	Análise de envelope	27
2.4	MECANISMOS DE FALHA	29
2.4.1	Desbalanceamento	29
2.4.2	Desalinhamento	31
2.4.3	Folgas excessivas	33
2.4.4	Falhas em rolamentos	34
2.4.5	Falhas em engrenagens	37
3	ESTUDO DE CASO	41
4	CONCLUSÃO	51
	REFERÊNCIAS	53
	BIBLIOGRAFIA CONSULTADA	54
	APÊNDICE A – Pontos de medição	55
	APÊNDICE B – Padrões de medição	58
	APÊNDICE C – Limites operacionais	60

1 INTRODUÇÃO

Dentro do setor industrial é cada vez mais presente o ideal de competitividade de produção, em termos de qualidade e custos do produto. É conhecido também que a manufatura industrial emprega equipamentos mecânicos para a produção, e que estes devem desempenhar com a sua maior capacidade e eficiência possíveis. Nesse cenário nos deparamos com a atuação de um setor vital para o bom funcionamento do ambiente fabril: a gerência de manutenção.

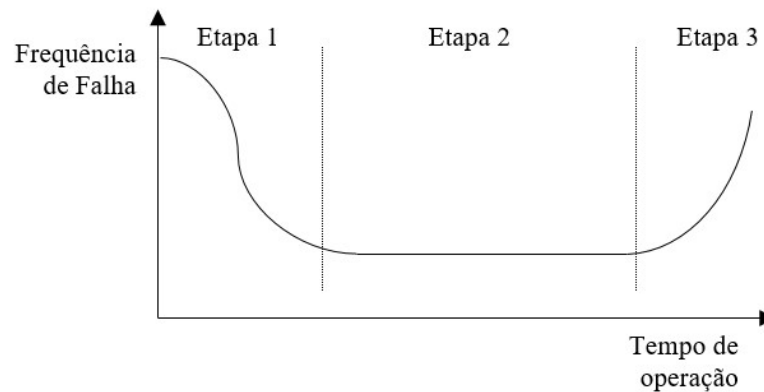
Sabe-se que a manutenção tem uma parte importante na composição dos custos de produção no setor Industrial. Segundo Almeida (2020), nas indústrias siderúrgicas, de papel e celulose, e outras indústrias pesadas, a manutenção pode representar até 30% dos custos totais de produção. Isso nos mostra que cada vez mais a manutenção terá um papel importante na construção de indústrias cada vez mais competitivas no cenário mundial. Tendo isso em vista, é mais que necessário termos uma gerência de manutenção com uma estratégia cada vez mais assertiva, que entregue desempenho e confiabilidade aos equipamentos que monitora, com custos competitivos dentro da produção. E quando se fala em custos, não apenas aqueles causados por substituições de componentes, mas principalmente os que impedem a produção, ou seja a indisponibilidade na máquina, que em ambientes de produção contínuas é fundamental para a entrega de capacidade produtiva da linha.

Dentre as causas que levam a falha, desconsiderando o desgaste natural do equipamento, temos muitas possibilidades específicas de falhas. Essas são, talvez, tão numerosas quanto os diferentes tipos de máquinas. Existe, porém, algumas categorias gerais que podem ser listadas. Deficiências de projeto, material ou processo, montagem imprópria, manutenção inapropriada, e demandas produtivas excessivas podem todas causar uma falha prematura (SILVA, 2007).

Temos também os tipos de falha, que podemos dividir em duas categorias. Falhas catastróficas, repentinas e definitivas. E falhas incipientes parciais e normalmente graduais (SILVA, 2007). Aqui fica uma atenção, onde para atingir a falha catastrófica, em algum momento, passa-se por uma falha incipiente parcial. O objetivo de uma boa estratégia de manutenção é ter um bom acompanhamento da última, para evitar que a falha catastrófica ocorra.

Quando falamos da frequência de falhas, podemos resumir em uma curva característica conhecida como curva da banheira.

Figura 1.1 – Curva da Banheira



Fonte: Autor

A curva mostrada na Figura 1.1 pode ser aplicada para um equipamento único, ou um grupo de equipamentos semelhantes. Podemos descrever essa curva em três partes. A primeira, no início de operação de um equipamento, temos um alto número de falhas relacionado principalmente ao alto nível de vibração na fase de amaciamento da máquina, a ajustes de projeto e montagem no início das operações. Na segunda etapa, há uma tendência de queda na frequência de falhas e a máquina entra em operação normal. Quando temos esse equipamento tendo seus componentes atingindo o fim da vida útil, tende-se a uma elevação novamente da frequência de falhas. Esse aumento deve-se à fadiga, desgaste e corrosão de componentes, ou até mesmo sua obsolescência.

Para que as falhas dos equipamentos possam ser controladas, necessitam-se estratégias adequadas de manutenção. Dentre elas, podemos citar três principais que vêm à mente: corretiva (ou reativa), preventiva (ou base tempo), e preditiva (ou base condição), sendo importante entendermos o funcionamento base desses tipos fundamentais, a serem explicados a seguir.

A manutenção corretiva trata-se de uma estratégia baseada em operar até a falha do componente, onde este é substituído por um sobressalente. A dificuldade dessa estratégia é a condição de atendimento das equipes às quebras, que deve ser realizada de forma rápida para possibilitar o retorno produtivo, e assertiva para identificar a causa raiz, que por muitas vezes pode ser uma tarefa difícil. Isso somasse a necessidade de uma gestão de sobressalentes eficiente e muitas vezes cara, por exigir a compra de forma emergencial e ou manter um estoque de sobressalentes em plenas condições.

A manutenção corretiva ocorre principalmente em empresas de pequeno porte. Porém, conforme vamos aumentando as dimensões produtivas e conseqüentemente a complexidade de

linhas e ativos produtivos, nos deparamos em um cenário em que somente a atuação reativa irá se tornar cara e ineficiente. Essa estratégia é apropriada quando o equipamento é redundante, possui sobressalentes de baixo custo, o processo pode ser parado (estoque disponível), e todos os modos de falha são conhecidos e seguros (SILVA, 2007)

A manutenção preventiva fundamenta-se na estratégia de realizar intervenções no maquinário de forma a assegurar seus ajustes e parâmetros operacionais numa base de tempo determinada. A dificuldade principal dessa estratégia é encontrar uma forma assertiva em determinar os tempos em que essas intervenções devem ocorrer, pois em muitas vezes o erro irá gerar uma quebra do componente, ou irá gerar intervenções desnecessárias e custosas tanto em termos de disponibilidade quanto de materiais e mão de obra para sua realização. E essas duas condições são as que geralmente irão ocorrer por conta de cada equipamento e componente trabalhar em condições das mais variadas possíveis nas linhas, e nas suas diferentes aplicações.

A manutenção preventiva é mais efetiva quando está disponível dados de falhas do equipamento, o tempo médio entre falhas é previsto, a intervenção de manutenção é assertiva, e o custo de máquina parada é menor quando de forma programada (SILVA, 2007)

Dentro do gerenciamento de manutenção serão encontradas ambas as estratégias, preventiva e corretiva, sendo combinadas de acordo com os riscos e custos operacionais de cada ativo. Por exemplo, um equipamento complexo, de difícil acesso e essencial para a linha produtiva terá uma estratégia normalmente preventiva, com atuações pontuais, diferente de um equipamento de menor complexidade e importância que será deixado para operar e ser substituído quando em falha.

Em determinados casos, devido a criticidade do ativo ao processo, não é aceitável ter os erros e dificuldades das estratégias de manutenção corretiva e preventiva, pois objetiva-se o emprego com máximo desempenho e produtividade do mesmo. Nessas condições, a estratégia de manutenção adotada é a preditiva.

A manutenção preditiva é baseada em técnicas de monitoramento que objetivam prever o comportamento do ativo e quando, devido a um histórico de comportamento operacional, deve ocorrer alguma intervenção da equipe. O aspecto mais importante dessa estratégia é identificar quais as causas raízes que devem ser tratadas durante a intervenção.

Na manutenção preditiva são aplicadas diferentes técnicas de monitoramento de vibração, monitoramento de parâmetro de processo, termografia, tribologia, e inspeção sensitiva visual.

A manutenção preditiva deve ser aplicada quando o equipamento é de custo elevado e crítico ao processo, e busca-se evitar interrupções de processo e falhas que podem envolver outros riscos (SILVA, 2007)

Um programa de manutenção preditiva pode minimizar o número de quebras de todos os equipamentos mecânicos da planta industrial e assegurar que o equipamento reparado esteja em condições mecânicas aceitáveis. Ele pode identificar problemas da máquina antes que se tornem sérios já que a maioria dos problemas mecânicos podem ser minimizados se forem detectados e reparados com antecedência. Os modos normais de falha mecânica degradam-se em uma velocidade diretamente proporcional a sua severidade; portanto, quando um problema é detectado logo, normalmente pode-se evitar maiores reparos (de ALMEIDA, Márcio Tadeu de. MANUTENÇÃO PREDITIVA: CONFIABILIDADE E QUALIDADE. Disponível em: <https://mtaev.com.br/wp-content/uploads/2018/02/mnt1.pdf>. Acesso em: 29 jul. 2020.)

1.1 OBJETIVO

O objetivo desse trabalho é através um estudo de caso capacitar a equipe da rotina de manutenção preditiva de uma indústria siderúrgica. Apesar da equipe atuar com monitoramentos complexos em diversos equipamentos, muitas vezes torna-se importante o embasamento das ferramentas de análise de vibração aplicada à manutenção preditiva.

2 MANUTENÇÃO PREDITIVA

Para um programa de manutenção preditiva avançado seja efetivo deve-se considerar as seguintes tarefas: detecção, diagnóstico, prognóstico, autópsia. A detecção consiste no procedimento de coleta de dados, comparação com padrões, de manuais ou operativos, e na linha de tendência da medição. O diagnóstico envolve a identificação dos modos de falha que podem ocorrer no equipamento, determinando a severidade dos mesmos. O prognóstico, que pode ser desafiador, envolve estimar o tempo até a falha, verificando a linha de tendência, e planejando o tempo apropriado para uma intervenção de manutenção. Autópsia, ou análise da causa raiz, usualmente é um processo investigativo que envolve atividades em laboratório e em campo para confirmar as hipóteses levantadas pelas evidências das falhas.

Uma etapa importante do processo de monitoramento é a prescrição, a qual envolve recomendações que podem ser aplicadas em qualquer etapa do processo de monitoramento, pois envolve recomendações para alteração de parâmetros operativos, alteração da estratégia de monitoramento (frequência e ou tipo), e alterações de desenho de processo e ou de equipamento.

A manutenção preditiva também pode ser implementada através do monitoramento periódico e contínuo.

O monitoramento periódico envolve a coleta de dados e análise de forma intermitente, normalmente aplicados em equipamentos com certa criticidade onde os modos de falha são conhecidos e o foco está em obter linhas de tendência e nível de severidade, onde problemas adversos acionam investigações aprofundadas.

O monitoramento contínuo envolve a coleta e análise de dados constantemente (ou com uma frequência elevada), onde é comum o uso de sistemas permanentes de coleta, com amostras e análises de dados realizadas de forma automática. Esse tipo de monitoramento normalmente é atribuído aos equipamentos críticos ao processo (reparos, substituição, e perdas de produção custosos), onde mudanças nas tendências disparam investigações mais aprofundadas e ou podem provocar uma parada automática dos equipamentos.

2.1 ANÁLISE DE VIBRAÇÃO

A análise da vibração de um equipamento em operação pode nos trazer várias informações sobre a condição desse ativo. O equipamento em sua condição normal apresenta uma “assinatura de vibração”, ou seja, um comportamento característico esperado. A medida que as falhas ocorrem a “assinatura de vibração” se altera, pois os níveis de vibração do equipamento

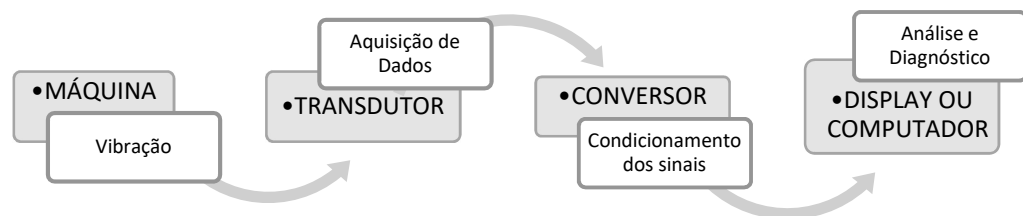
tendem a aumentar. A análise dos níveis de vibração com referência à assinatura possibilita caracterizar uma condição de falha no equipamento. Já a análise do espectro de vibração possibilita caracterizar os diferentes mecanismos de falha no equipamento. Assim, com a análise de vibração, podemos verificar a condição do ativo sem a necessidade de pará-lo, e programar a atividade de forma assertiva e antecipada.

No processo de medição de vibração do equipamento utiliza-se um transdutor para transformar mudanças mecânicas quantitativas (seja ela deslocamento, velocidade, e ou aceleração do componente) em uma resposta elétrica (como corrente e ou tensão). Os níveis de sinais na saída do transdutor são da mesma ordem que os ruídos elétricos presentes no processo de medição. Para evitar esse problema, o sinal dinâmico é amplificado e filtrado através de um condicionador de vibrações.

Após a etapa de condicionamento o sinal pode ser registrado (na tela de um equipamento, em uma planilha, etc) ou ser gravado para análise posterior.

A Figura 2.1 ilustra o fluxo de processamento dos sinais.

Figura 2.1 – Fluxo básico de medição de vibração



Fonte: autor

Os transdutores podem ser de deslocamento, de velocidade e de aceleração. Dentre o uso de transdutores, há alguns tipos a serem considerados, que variam em concepção e na aplicabilidade.

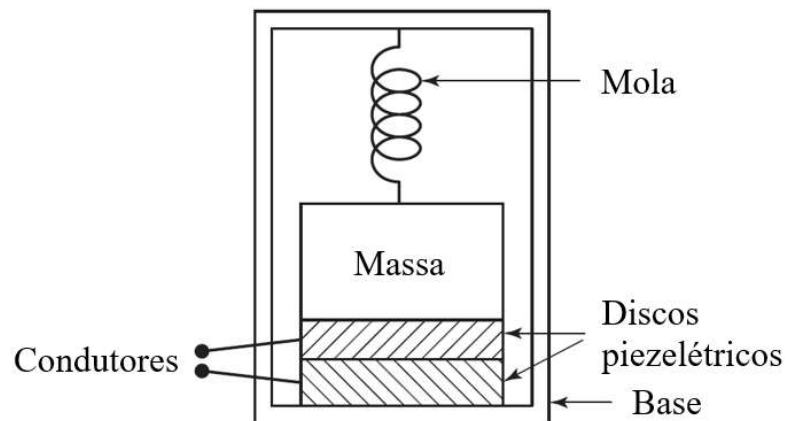
O funcionamento básico de um transdutor se dá por uma variação mecânica ser transformada em variação elétrica, principalmente com a utilização de materiais piezelétricos, que geram carga elétrica ao serem deformados.

É melhor e mais comum o uso do acelerômetro piezelétrico, que produz um sinal proporcional à aceleração. A velocidade e deslocamento podem ser avaliados através do processo de integração eletrônica durante a coleta do sinal pelo conversor de vibrações (RANDALL, 2002)

O uso de acelerômetros permite a medição de sinais com uma faixa de frequência de mais de três décadas, 5 Hz à 5 kHz ou de 20 Hz à 20 kHz, o que não pode ser alcançado com transdutores de velocidade, que chegam a no máximo 1 ou 2 kHz (RANDALL, 2002).

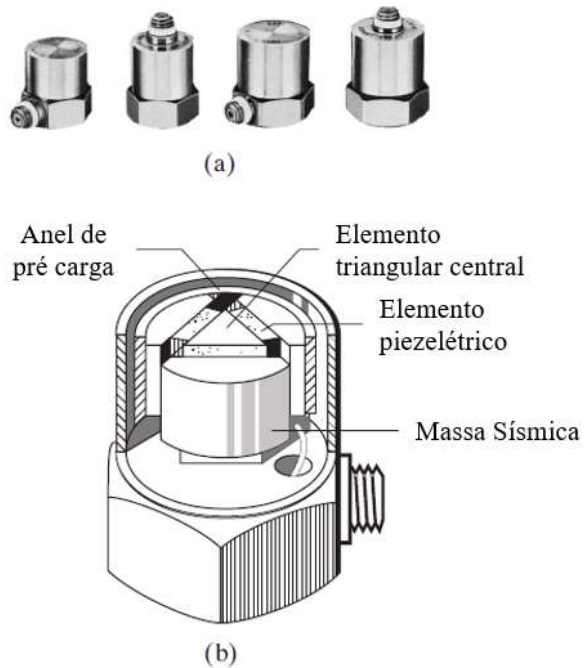
As Figuras 2.2 e 2.3 ilustram a construção de um acelerômetro piezelétrico, onde temos um sistema massa mola conectado a um material piezelétrico.

Figura 2.2 – Concepção básica de um acelerômetro piezelétrico



Fonte: Adaptado de Rao (2011).

Figura 2.3 – Construção de um acelerômetro piezelétrico



Fonte: Adaptado de Rao (2011).

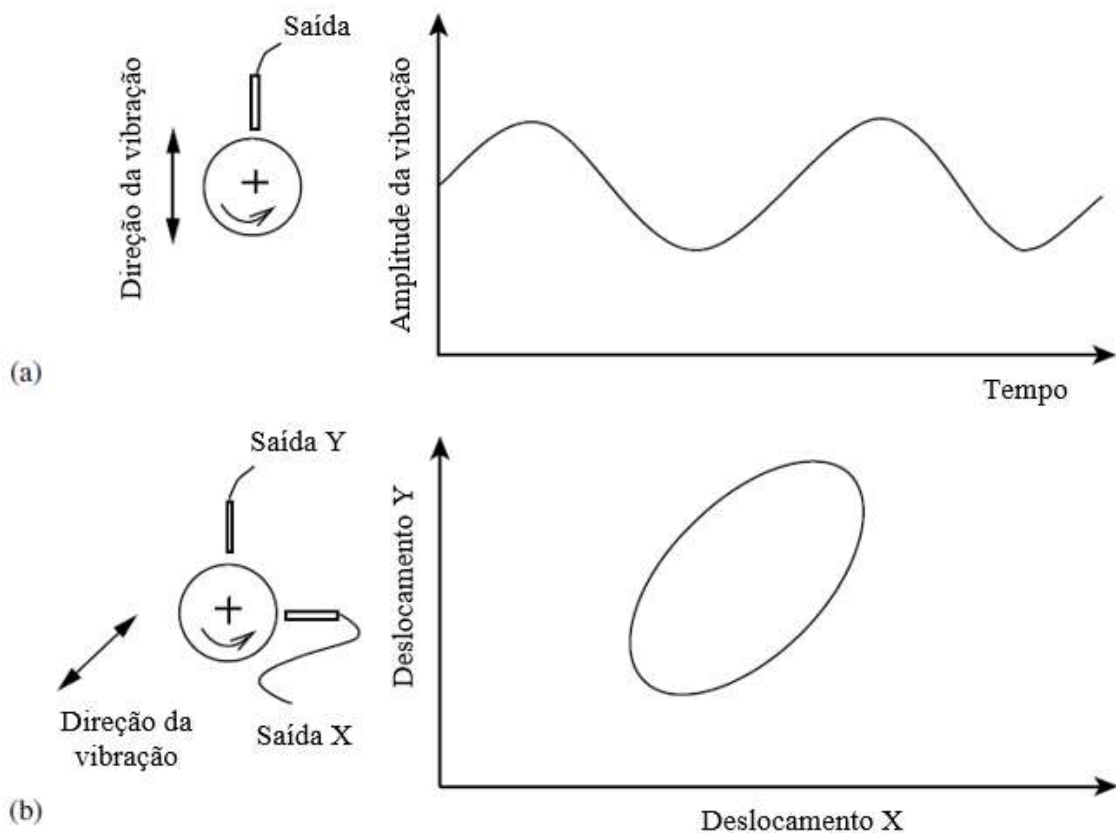
A vibração em máquinas pode ser avaliada através de um processo de medição relativa e absoluta.

Na medição relativa, o deslocamento do eixo em relação ao mancal é obtido através transdutores de proximidade, que normalmente são utilizados em casos de rotores sobre um filme lubrificante onde não ocorre contato entre partes fixas e móveis do equipamento.

Na medição absoluta de movimento, podem ser utilizados transdutores (de deslocamento, de velocidade ou de aceleração) para identificar a vibração gerada no mancal a partir do contato entre as partes girantes do equipamento.

As sondas de proximidade são prioritariamente utilizadas para impedir que máquinas caras e críticas venham a sofrer uma parada por vibrações excessivas, normalmente projetadas junto ao equipamento. São normalmente utilizadas em usadas para detectar parâmetros relativos simples, como deslocamento de pico a pico, e a órbita do centro do eixo em relação ao mancal, conforme ilustra a Figura 2.4.

Figura 2.4 – Análise de vibração por posição relativa. a) Deslocamento do eixo;
b) Órbita do eixo

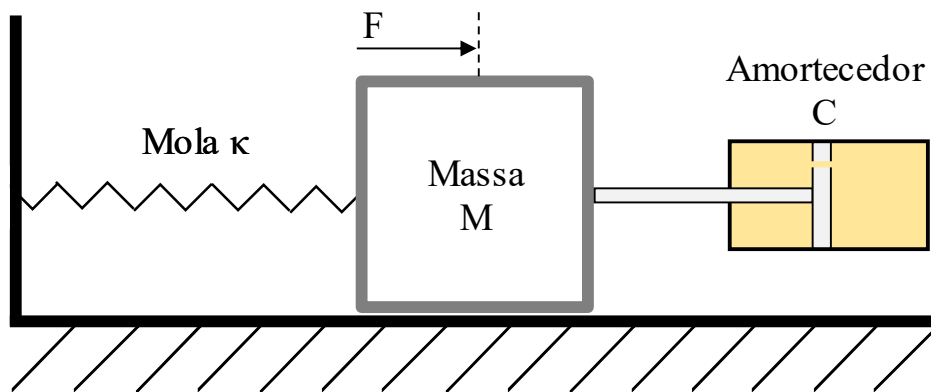


Fonte: Adaptado de Silva (2007).

2.2 SISTEMA MASSA MOLA

Para termos o entendimento básico de como a análise de vibração funciona, podemos olhar para um sistema massa mola amortecido, e como ele reage à atuação de uma força externa. A Figura 2.5 ilustra esse sistema, onde temos uma massa M associada a uma mola de rigidez κ , e um conjunto amortecedor com amortecimento viscoso C .

Figura 2.5 – Sistema massa mola com amortecimento



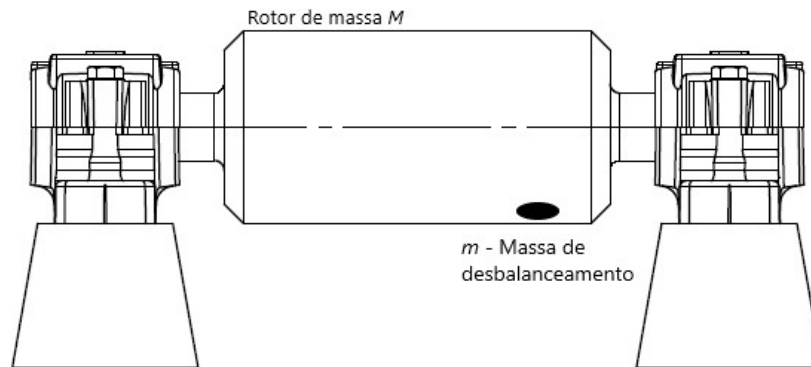
Fonte: Autor

No sistema ilustrado, quando uma força F é aplicada na massa M , a mola é tracionada e será esticada e o óleo em frente ao pistão move-se para a parte de trás através de um pequeno orifício no mesmo. Dessa forma, para movimentar o sistema, a força F deve vencer a inércia da massa M , a rigidez κ da mola, e o amortecimento C do pistão.

Toda máquina apresenta as três propriedades descritas acima, inércia (M), rigidez (κ), e amortecimento (C), e juntas elas determinarão como a máquina responderá às forças que geram vibração, da mesma forma como o sistema massa mola descrito acima. Estas propriedades que caracterizam o comportamento dinâmico da máquina. Quando uma falha gera vibração suficiente para vencer o conjunto de forças resistivas, o nível de vibração será maior que o normal, caracterizando assim a falha.

A figura 2.6 ilustra um exemplo de um sistema dinâmico com falha, um rotor de massa M , com uma massa desbalanceada m em uma de suas extremidades, está apoiado em dois mancais de rolamento com rotação livre. A massa de desbalanceamento posicionada em um raio r do centro do rotor gira à uma velocidade angular ω .

Figura 2.6 – Resposta de um sistema rotor



Fonte: Autor

A força de desbalanceamento F gerada pela massa m pode ser escrita como:

$$F = m \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \text{sen}(\omega \cdot t) \quad (1)$$

A reação do rotor à força F gerada pode escrita como:

$$M\ddot{x}(t) + C\dot{x}(t) + kx(t) \quad (2)$$

onde a é aceleração, v é a velocidade, e d é o deslocamento.

Se tivermos um sistema em equilíbrio, as duas equações devem se igualar. Dessa forma:

$$m \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \text{sen}(\omega \cdot t) = M\ddot{x}(t) + C\dot{x}(t) + kx(t) \quad (3)$$

Vale ressaltar que nem sempre as características do equipamento irão trabalhar em conjunto, onde o aumento de uma pode gerar redução de outra. Isso por sua vez pode gerar variações nas respostas do sistema às forças de excitação. Assim, a força gerada pela massa de desbalanceamento pode ser inferior ao lado direito da equação, não sendo sentido qualquer variação de vibração no equipamento, da mesma forma que o contrário pode ocorrer. (GIRDHAR, 2007)

2.3 VIBRAÇÃO E SUAS CARACTERÍSTICAS

As características de vibração de um sistema massa mola podem ser descritas em termos de um gráfico em relação ao tempo das grandezas de deslocamento, velocidade e aceleração.

A Figura 2.7 ilustra uma massa presa à uma mola, que descreve um movimento senoidal ao longo do tempo, conforme é movimentada para cima e para baixo pelo mecanismo *scotch yoke*.

A partir dessa curva do sinal senoidal é possível fazer algumas considerações. Temos que o deslocamento x (em mm) da massa é dado por

$$x(t) = A \cdot \text{sen}(\omega t) \quad (4)$$

A velocidade (em mm/s) da massa é obtida pela derivada do deslocamento, da forma

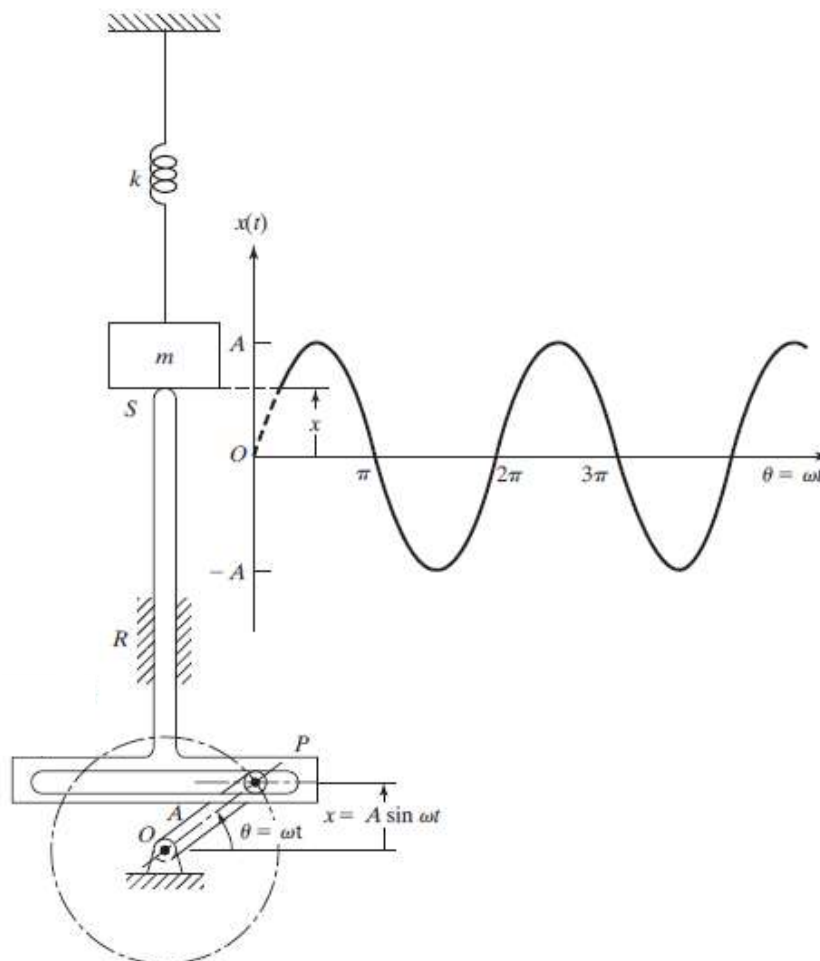
$$\frac{dx(t)}{dt} = \dot{x}(t) = \omega \cdot A \cdot \cos(\omega t) \quad (5)$$

E a aceleração (em mm/s²), pela derivada da velocidade

$$\frac{d\dot{x}(t)}{dt} = \ddot{x}(t) = -\omega^2 \cdot A \cdot \text{sen}(\omega t) = -\omega^2 x \quad (6)$$

Sendo A o deslocamento máximo obtido pela massa, $\omega = 2\pi f$, com f sendo a frequência em Hertz (ciclos por segundo), e t em segundos.

Figura 2.7 – Sistema massa mola excitado por um conjunto scotch yoke



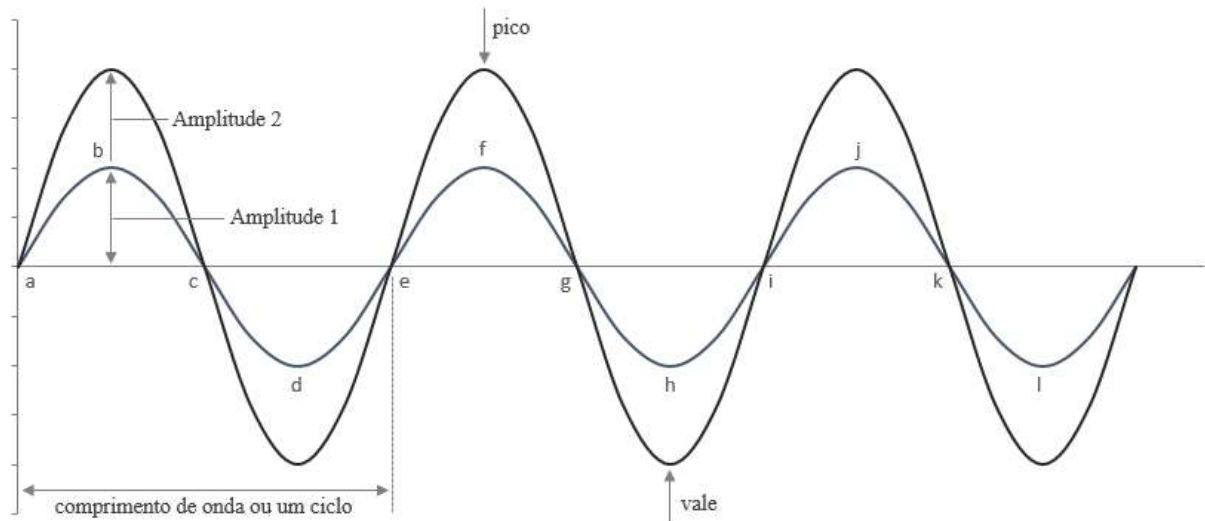
Fonte: Rao (2011).

O movimento da massa desde a sua posição inicial até o seu limite superior, indo para o limite inferior, e então retornando para a sua posição inicial forma um ciclo de movimento. O movimento contínuo descrito na Figura 2.7 caracterizam os ciclos de movimento harmônico.

2.3.1 Ondas e suas características

Para descrever as características principais do sinal de vibração, considere as ondas ilustradas na Figura 2.8.

Figura 2.8 – Caracterização e comparação entre duas ondas



Fonte: Autor

O período T descrito em segundos, é dado pelo tempo de um ciclo de movimento. A frequência f é caracterizada pelo número de ciclos por segundo, e é dada pela relação:

$$f = \frac{1}{T} \quad (7)$$

sendo a frequência em Hertz (Hz).

O comprimento de onda λ dado pela distância que a onda percorre ao formar um ciclo completo, pode ser medido pela distância entre os pontos a e e na Figura 2.8, e pode ser representado por

$$\lambda = \frac{v}{f} = v \cdot T \quad (8)$$

onde v é a velocidade de propagação da onda.

A Amplitude é a medida entre a linha de referência e o pico (ou vale) da onda. A Figura 2.8 ilustra duas ondas de frequências iguais e que, porém, possuem amplitudes diferentes.

Os sinais descritos estão em fase, ou seja, seus picos e vales coincidem no mesmo ponto. No caso que o pico de uma coincidissem no mesmo ponto com o vale da outra, pode-se considerar

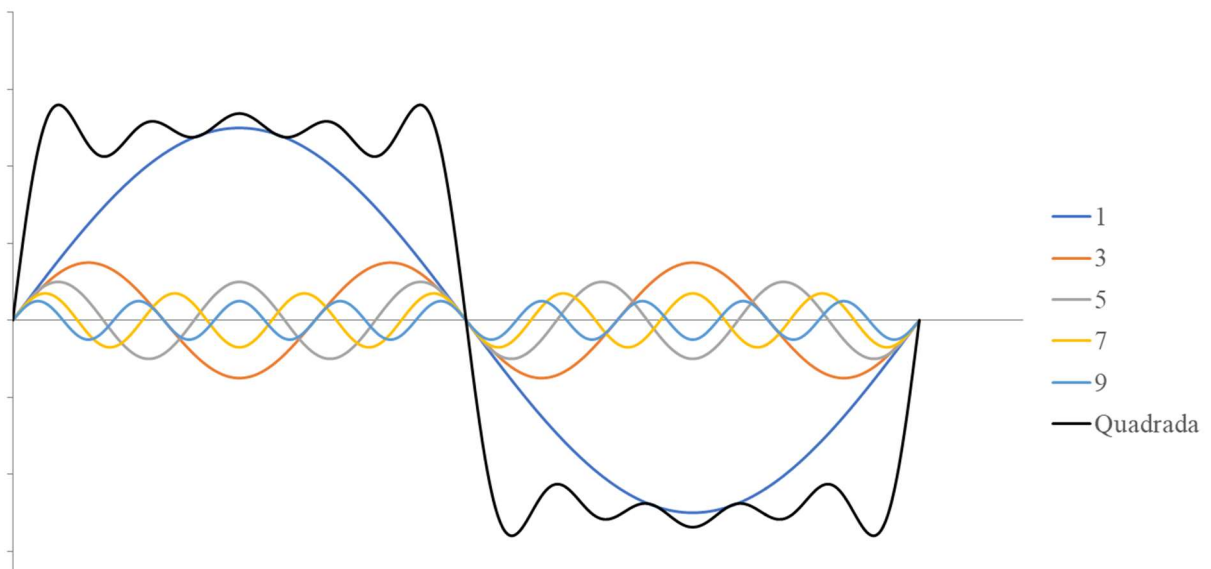
que estariam defasadas em meio período $\frac{T}{2}$. Se esse período valer $T = 2\pi$, estaria defasado em π , ou 180° , ou seja, em meia volta.

2.3.2 Harmônicos

Para a análise dos componentes harmônicos de uma onda quadrada considere a Figura 2.9. A onda apontada pelo número 1 forma um ciclo completo de movimento, e dentro de uma escala de um segundo, sua frequência será de 1Hz. A onda anotada por 3, forma 3 ciclos completos, ou seja, possui uma frequência de 3Hz. A onda 5, da mesma maneira, são 5 ciclos gerando uma frequência de 5 Hz. Segue-se esse raciocínio para as ondas 7 e 9. Dessa forma é possível notar que o conjunto (1, 3, 5, 7 e 9) formam um conjunto ímpar de harmônicos da frequência fundamental de 1Hz. Assim, temos que a representação de uma onda quadrada é composta pela soma dos componentes harmônicos múltiplos da frequência da onda fundamental, que nesse caso, vale 1Hz.

Na pratica pode ser encontrados sinais periódicos complexos de componentes ímpares, pares e ou de sua composição.

Figura 2.9 – Harmônicos de uma onda e sua somatória



Fonte: Autor

Normalmente são essas ondas complexas que encontramos na análise de um equipamento em funcionamento, onde esse estará sujeito a diferentes forças com diferentes frequências de

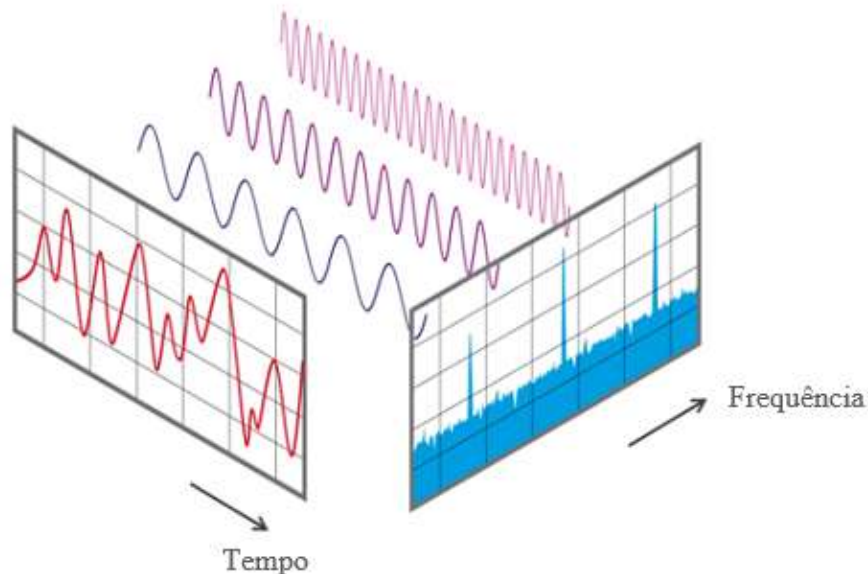
excitação. Nesse sentido análise de vibração se torna complexa, sendo necessário a análise de frequência para a decomposição das componentes harmônicas do sinal.

2.3.3 Transformada rápida de Fourier

A decomposição dos componentes harmônicos do sinal de vibração é obtida por intermédio da Transformada de Fourier. O advento da Transformada Rápida de Fourier (FFT, ou *Fast Fourier Transform*) possibilitou o desenvolvimento dos modernos analisadores dinâmicos aplicados na análise de vibração.

A Figura 2.10 ilustra de forma clara a identificação dos componentes harmônicos representados pelo espectro de frequência obtido através da análise de Fourier. A análise de Fourier, mais conhecida como análise espectral é a técnica mais utilizada no processo da análise de vibração.

Figura 2.10 – Análise FFT com um sinal no domínio do tempo e da frequência



Fonte: Adaptado de NTI-audio (2021).

Com base na análise espectral é possível identificar os principais mecanismos de falhas e dar o correto diagnóstico da condição dos equipamentos. Na maioria dos casos, as falhas em equipamentos rotativos tendem a gerar harmônicos específicos. Por exemplo, uma massa desbalanceada gera uma amplificação do 1º harmônico de vibração, uma vez que essa rotaciona a uma mesma frequência que o eixo.

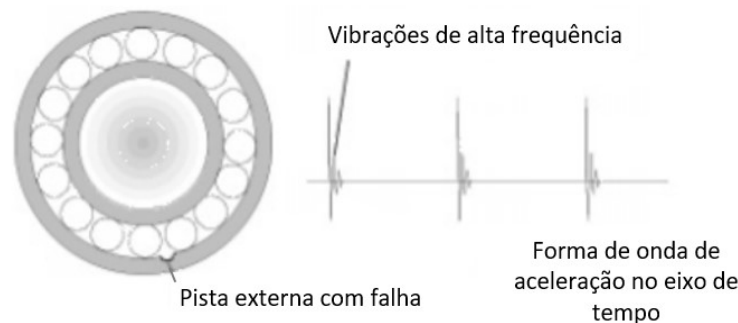
2.3.4 Análise de envelope

A técnica de análise de envelope consiste na análise de sinais de ressonância em bandas de alta frequência a partir da demodulação dos mesmos para a obtenção de informação de um mecanismo de falha.

A análise de envelope tem por objetivo identificar mecanismos de falhas presentes em rolamentos e engrenagens. No caso do rolamento, a cada vez que uma esfera passa por uma pequena falha da pista é gerada uma multiplicação da frequência de rotação do eixo, gerando um efeito ressonante que distribuirá energia por toda a banda de frequência de vibração e concentrando-se em regiões de alta frequência. Essa frequência de ressonância será então demodulada para extrair a informação de excitação gerada pelo impacto das esferas na falha.

Para entendermos melhor essa análise, utilizaremos o proposto por Girdhar (2004), onde temos um rolamento com uma pequena falha (uma pequena perda de material) na pista externa. Cada vez que uma esfera passa por essa falha gera-se um impacto, que para simplificar chamaremos de “clique”.

Figura 2.11 – Pequena falha na pista externa de um rolamento e seu sinal de aceleração no espectro de tempo



Fonte: Adaptado de Girdhar (2004).

Suponha que 6 esferas passam por essa falha em uma rotação do eixo. Ou seja, 6 “cliques” a cada rotação do eixo, que rotacionando à 1000 rpm, gerará um pico à 6000 rpm no espectro FFT. Esse pico pode até aparecer no espectro, mas com uma baixa amplitude, e misturado à demais sinais de vibrações em baixas frequências próximas, será difícil a correta identificação da falha no rolamento.

Além disso, existe outro efeito ocorrendo a cada “clique” gerado que é análogo ao toque de um sino por um gongo. Quando um sino é tocado, é possível ouvir dois sons, um do impacto

do gongo no sino e outro do som que é próprio som do sino “tocando”. Esse último é a ressonância gerada no sino, que basicamente é uma vibração em alta frequência. Retornando para o rolamento, a cada “clique”, os dois efeitos são gerados, a vibração pelo impacto em si, e uma ressonância similar ao do sino, que irá gerar altas frequências de vibração. Conforme as esferas passam pela falha, o rolamento gerará a ressonância. No instante que uma esfera atinge a falha, a amplitude de vibração passa a crescer até seu máximo e depois decai até a próxima esfera atingir a falha. Esse processo contínuo irá gerar o formato de onda evidenciado abaixo na Figura 2.12.

Figura 2.12 – Efeito ressonante e seu sinal de aceleração no espectro de tempo



Fonte: Adaptado de Girdhar (2004).

Esse processo de aumento e redução da amplitude é denominado modulação de onda. Para analisá-la será preciso fazer a demodulação, ou seja, retirar o efeito ressonante no rolamento, deixando a onda na forma apresentada na Figura 2.13.

Analisando o envelope mostrado na Figura 2.13, ele apareceria no espectro FFT com a frequência de 6000 rpm, ou seja, a frequência do “clique”. Sendo assim, a técnica de envelope olha para uma pequena faixa de ressonância em alta frequência e obtém informações de uma falha ocorrendo em uma região de baixa frequência.

Figura 2.13 – Envelope da falha



Fonte: Autor

Comercialmente é possível encontrar a técnica de envelope e demodulação com outras nomenclaturas, como o Spectral Emission Energy (SEE) da SKF, ou o peakVue (gSE) da Entek. Basicamente elas irão de distinguir pela forma como o sinal é tratado para obter o envelope da vibração.

2.4 MECANISMOS DE FALHA

Como discutido anteriormente, através da análise de espectro pode-se identificar as possíveis falhas presentes em uma máquina, já que essas irão apresentar ampliações de sinais em determinados componentes de frequência.

Os principais mecanismos de falha em máquinas rotativas são:

- Desbalanceamento
- Desalinhamento
- Folgas excessivas
- Falhas em rolamentos
- Falhas em engrenamentos

A seguir serão discutidas as principais características dos mecanismos de falha mencionados.

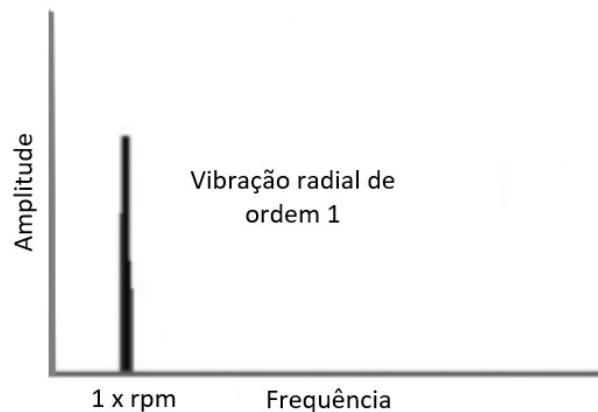
2.4.1 Desbalanceamento

O desbalanceamento pode ser definido como a distribuição desigual de massa em torno da linha de centro de um rotor (GIRDHAR, 2004). O desbalanceamento pode ocorrer em 3 formas predominantes, e para isso precisamos entender a diferença entre o eixo principal de inércia -EPI - e a linha de centro geométrica - LCG). A primeira é a linha onde o rotor deveria rotacionar se esse não estivesse restrito a rolamentos. A segunda é a linha de centro física do rotor. Quando essas duas não são coincidentes, o desbalanceamento do eixo rotor irá ocorrer.

O primeiro tipo de desbalanceamento é o estático e ocorre quando o EPI e LCG são paralelos. O segundo, o duplo desbalanceamento, ocorre quando essas linhas se interceptam em seus centros. E o terceiro, o desbalanceamento dinâmico, que ocorre quando essas linhas não se interceptam (GIRDHAR, 2004).

A Figura 2.14 ilustra o espectro típico de uma máquina desbalanceada com realce no componente de ordem 1, que corresponde a uma vez a frequência de rotação do eixo (1 x rpm) com a amplitude variando com o quadrado da velocidade de rotação, independentemente do tipo de desbalanceamento (SILVA, 2007). Isso ocorre pois a massa desbalanceada gera uma força centrífuga no eixo de rotação e, de uma forma bem simplificada, “empurra” o sistema a cada volta que o sistema realiza.

Figura 2.14 – Espectro FFT com falha por desbalanceamento

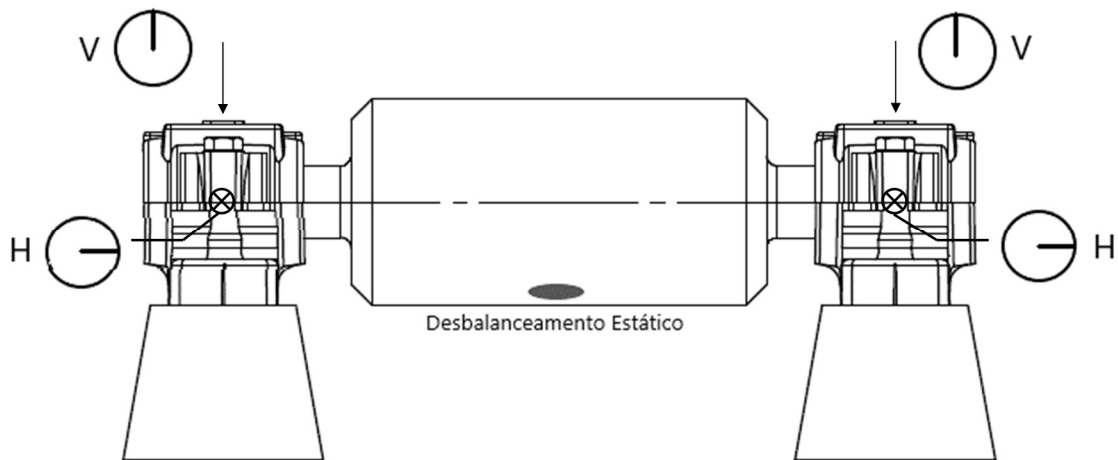


Fonte: Adaptado de Girdhar (2004).

Para identificar o tipo de desbalanceamento presente, o analista deverá olhar para as diferenças de fases presentes nos sinais e são avaliadas de acordo com os pontos de medição na direção radial estabelecidos na ISO 20816.

A Figura 2.15 ilustra o desbalanceamento estático, onde os sinais nos dois apoios do eixo rotor estarão em fase, ou seja, se medidos na direção horizontal radial nos mancais esquerdo e direito do eixo, esses sinais estarão presentes na mesma “posição”. O mesmo ocorre quando as medidas são tomadas nas direções verticais radiais, onde haverá um deslocamento de 90° em ambos os lados.

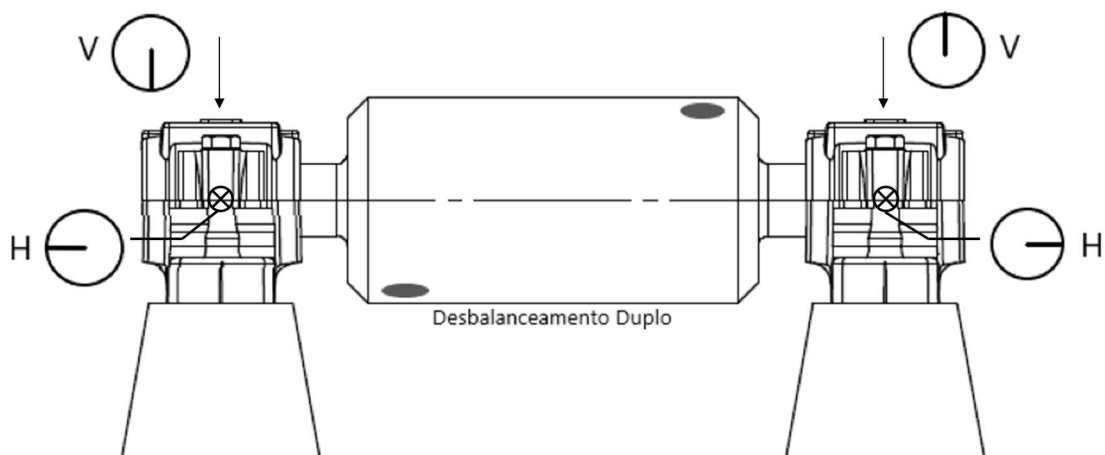
Figura 2.15 – Relação de fases por desbalanceamento estático



Fonte: Autor

Para o desbalanceamento duplo, ocorrerá uma defasagem de 180° entre os sinais medidos nas mesmas direções (tanto horizontal como vertical) em mancais opostos, conforme ilustra a Figura 2.16.

Figura 2.16 – Relação de fases por desbalanceamento duplo



Fonte: Autor

2.4.2 Desalinhamento

O desalinhamento poderá ocorrer em duas formas. O desalinhamento angular, onde os eixos de rotação de dois componentes formam um ângulo entre si, e o desalinhamento paralelo, onde esses eixos serão paralelos entre si. Apesar de encontrarmos o uso de componentes que

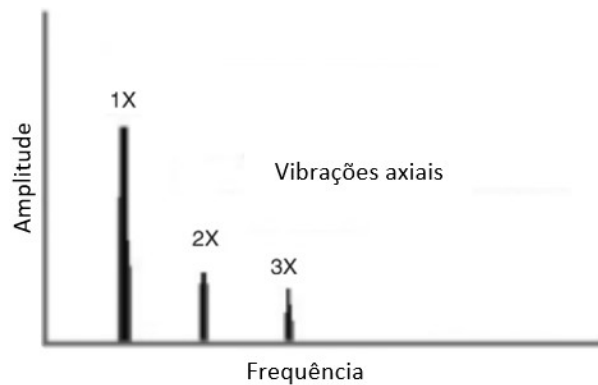
suportam tal condição, como rolamentos auto compensadores e acoplamentos flexíveis, a falha por desalinhamento ocorre comumente em equipamentos, assim como o desbalanceamento, e normalmente em graus maiores do que os componentes permitem, podendo gerar falhas prematuras nos mesmos. Por tanto, deve-se sempre minimizar os efeitos de desalinhamentos.

O desalinhamento causa uma vibração elevada que se evidencia na componente de ordem 1 (1 x rpm), acompanhada de harmônicos que podem alcançar do 3º até o 6º, no espectro de frequência (SILVA, 2007). A ocorrência de componentes harmônicos de ordem superior é importante para que seja feita a distinção entre desalinhamento e desbalanceamento.

No caso de desalinhamento paralelo a componente de ordem 2 se destaca se comparada a componente de ordem 1, conforme ilustra a Figura 2.17. Distingue-se também os tipos de desalinhamento pois o angular favorece vibrações axiais e o paralelo favorece vibrações radiais.

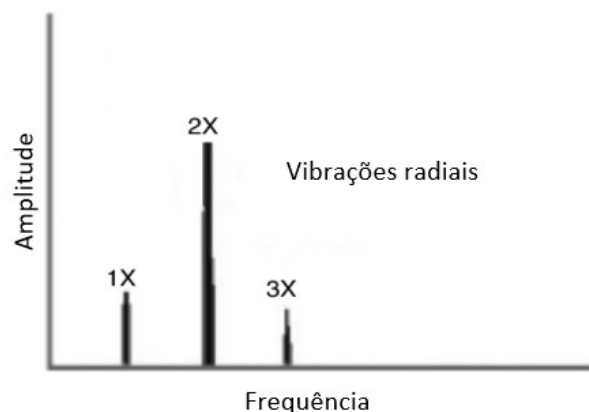
Tanto para o desalinhamento paralelo quanto o angular, é possível identificar uma diferença entre fases de 180º nos rolamentos opostos pelo acoplamento.

Figura 2.17 – Desalinhamento angular no espectro de frequência



Fonte: Adaptado de Girdhar (2004).

Figura 2.18 – Desalinhamento paralelo no espectro de frequência



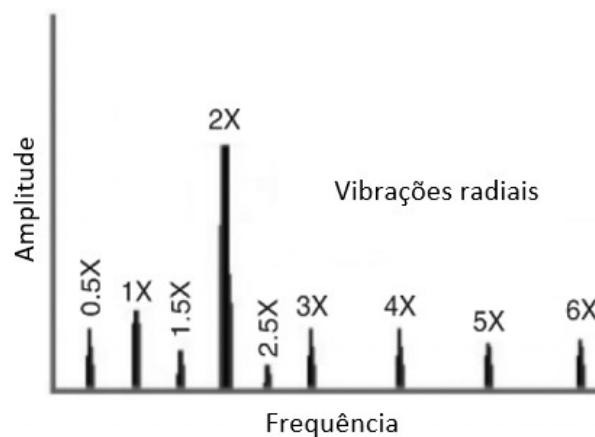
Fonte: Adaptado de Girdhar (2004).

2.4.3 Folgas excessivas

As folgas em uma máquina rotativa podem ocorrer de três formas diferentes, sendo elas a folga em componentes internos (normalmente na montagem de rolamentos), folga na fixação da máquina, ou a perda de rigidez estrutural. No primeiro caso, uma folga entre o eixo e um rolamento irá gerar um sinal de vibração em vários harmônicos. Já no caso de um rolamento com folga na caixa de mancal, esse tenderá a evidenciar o 4º harmônico (SILVA, 2007)

Uma forma de diagnosticar uma falha por folga em rolamento, é acompanhar a evolução do espectro de frequência. No início, a folga irá gerar um realce no 1º harmônico, que pode ser confundido com desbalanceamento. Porém, conforme essa folga aumenta e se prolonga ao redor da circunferência do rolamento, é observado um aumento em demais harmônicos com a redução do primeiro, até o aparecimento de sub harmônicos fracionados $(\frac{1}{2}, \frac{1}{3}, 1\frac{1}{2}, 2\frac{1}{2})$.

Figura 2.19 – Falha por folga interna no espectro de frequência

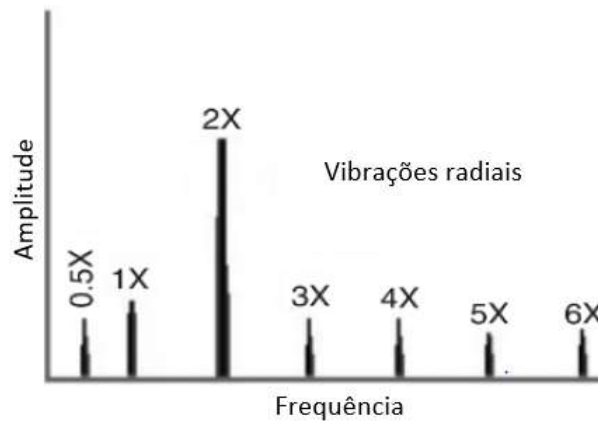


Fonte: Adaptado de Girdhar (2004).

Para as folgas causadas por problemas de fixação são observadas alterações das componentes harmônicas ilustradas na Figura 2.20.

Dependendo de como a folga nas fixações ocorrem, a falha pode ser confundida com problemas de alinhamento ou balanceamento. Uma forma de verificar isso, é fazer ajustes enquanto toma-se a medição de vibração e notar as suas variações. Outro motivo importante de se fazer isso, é evitar que um ponto de fixação gere torções no equipamento gerando problemas por desalinhamento ou flexão do eixo.

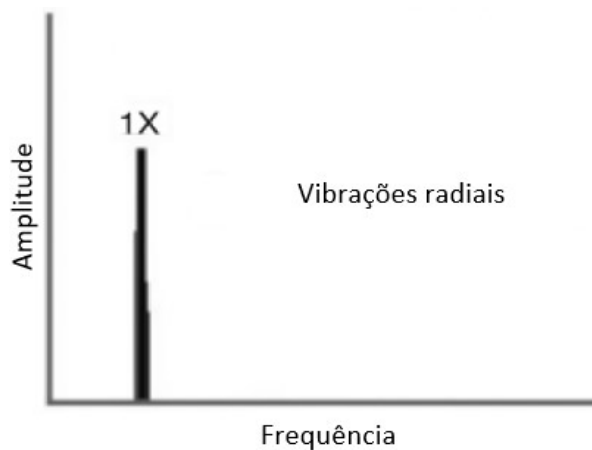
Figura 2.20 – Falha por folga de fixação no espectro de frequência



Fonte: Adaptado de Girdhar (2004).

A folga por perda de rigidez, também conhecida no meio industrial como “pé manco”, pode-se dar por alguns motivos, como a falha estrutural do piso e das fixações. Nesse caso, evidencia-se um espectro de frequência no 1º harmônico, o que pode ser confundido por um desbalanceamento. Para o diagnóstico correto do mecanismo de falha é sugerido inspecionar as condições dos apoios da máquina quanto à sua fixação.

Figura 2.21 – Falha por perda de rigidez no espectro de frequência



Fonte: Adaptado de Girdhar (2004).

2.4.4 Falhas em rolamentos

Os rolamentos são compostos de 4 elementos fundamentais. A pista externa, a pista interna, os elementos girantes, e a gaiola. Quando em falha, cada um desses gerará frequências de falha características e identificáveis na análise de espectro, e como visto anteriormente, na análise do envelope.

As frequências de falhas em rolamentos são postuladas a seguir:

$$BPFO = \frac{nf_r}{2} \left\{ 1 - \frac{d}{D} \cos \theta \right\} \quad (12)$$

$$BPFI = \frac{nf_r}{2} \left\{ 1 + \frac{d}{D} \cos \theta \right\} \quad (13)$$

$$FTF = \frac{f_r}{2} \left\{ 1 - \frac{d}{D} \cos \theta \right\} \quad (14)$$

$$BSF = \frac{D}{2d} \left\{ 1 - \left(\frac{d}{D} \cos \theta \right)^2 \right\} \quad (15)$$

onde n é o número de elementos girantes (esferas, rolos, agulhas); f_r é a frequência de rotação do eixo; d é o diâmetro do elemento girante; D é o diâmetro entre os centros dos elementos girantes; θ é o ângulo de contato em graus; BPFO, Ball Pass Frequency Outer, ou frequência de passagem de elementos na pista externa; BPFI, Ball Pass Frequency Inner, ou frequência de passagem de elementos na pista interna; FTF, Fundamental Train Frequency, ou frequência fundamental da gaiola; e BSF, Ball Spin Frequency, ou Frequência do elemento girante.

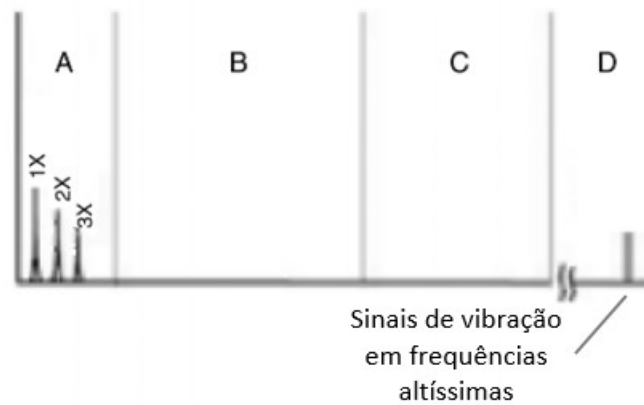
O desgaste em rolamentos se dará em quatro etapas. Na primeira, apenas vibrações e ressonâncias em alta frequência são observadas. Na segunda, inicia-se um deslocamento dessas frequências em direção a faixas mais baixas, e na terceira etapa é possível observar picos discretos em zonas de baixa frequência. Na etapa final, com o agravamento da falha, sinais aleatórios em altas frequências aparecem, sendo necessário realizar a parada da máquina para substituição e diagnóstico do componente antes que uma falha catastrófica para o equipamento possa ocorrer. Podemos então dividir o espectro de frequência de envelope em quatro regiões. A região “A”, onde teremos a frequência de rotação do equipamento e seus harmônicos; a região “B”, onde as frequências de falha de rolamentos são encontradas (BPFI, BPFO,...); a região C, onde estarão presente as frequências de ressonância do rolamento; e a zona D, onde o desgaste inicia-se.

Na primeira etapa, os primeiros sinais de desgaste aparecem em regiões de frequências ultrassônicas, aproximadamente de 20 a 60kHz (GIRDHAR, 2004). A Figura 2.22 ilustra esse cenário, onde o início do desgaste começa a ocorrer nas pistas, que perdem o aspecto polido quando novas e ficam com uma coloração mais opaca e acinzentada.

Na segunda etapa, pequenos pontos de remoção de material começam a aparecer na pista, iniciando o fenômeno de ressonância descrito anteriormente. Passando da segunda para a terceira etapa, esses pontos podem aparecer também nas laterais da pista, e com isso as frequências de ressonância começam aparecer com bandas laterais, e em faixas de frequência um pouco inferiores em relação à primeira etapa.

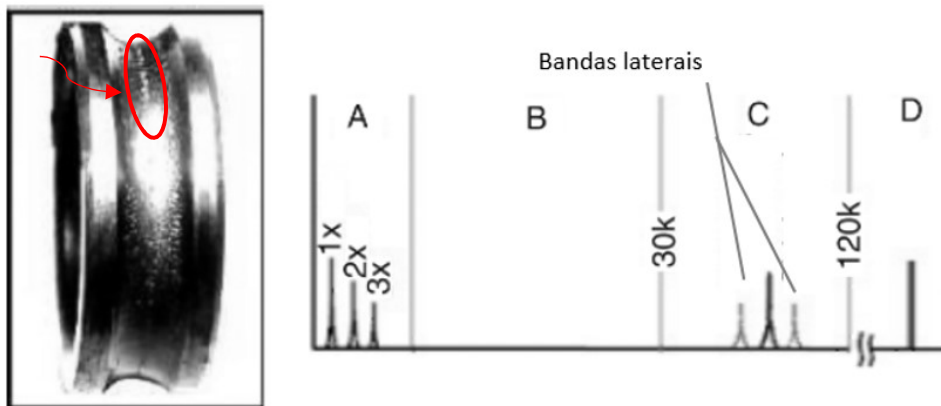
Na Terceira etapa é quando esses pequenos pontos se tornam maiores e mais evidentes, assim como a sua quantidade. As frequências de falha do rolamento então aparecem no espectro, acompanhadas do aumento da amplitude nas regiões de alta frequência. Alguns estudos mostram que nessa etapa o rolamento passa a ter apenas 1 hora ou 1% de sua vida útil restante (GIRDHAR, 2004).

Figura 2.22 – Etapa inicial de desgaste em um rolamento



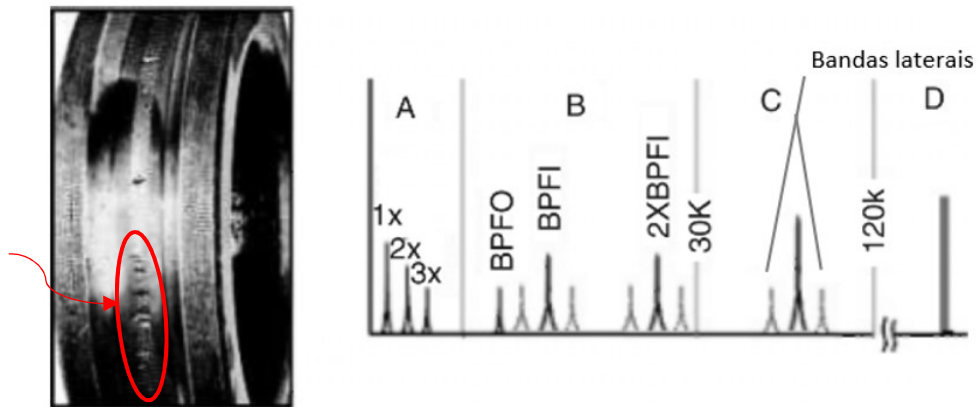
Fonte: Adaptado de Girdhar (2004).

Figura 2.23 – Pequenos pontos de remoção de material aparecem no rolamento



Fonte: Adaptado de Girdhar (2004).

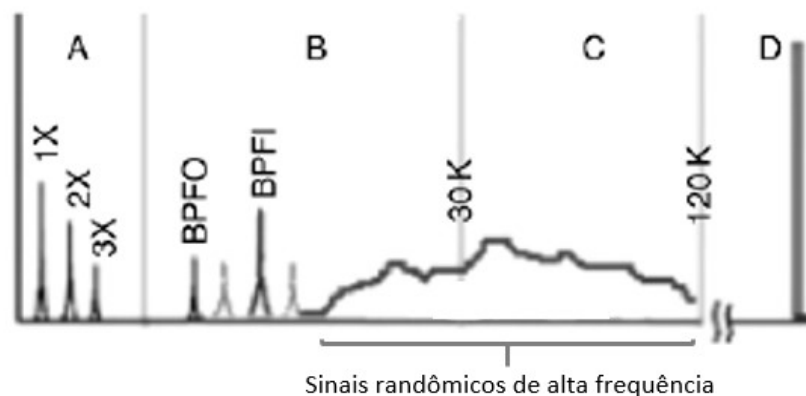
Figura 2.24 – Pontos de desgaste se tornam maiores e mais evidentes no rolamento



Fonte: Adaptado de Girdhar (2004).

Por fim, na etapa final, esses pontos de desgaste se juntam e se tornam regiões de descamação da pista do rolamento. No espectro, a região do carpete será ampliada com sinais randômicos. Isso irá gerar grande instabilidade no componente, sendo percebido um aumento do ruído e temperatura nos componentes do equipamento. Sem a parada da máquina de imediato, a gaiola virá a quebrar e os elementos perderão estabilidade, até a falha completa do componente e quebra catastrófica no equipamento, com possíveis danos colaterais em eixos, motor e acoplamentos.

Figura 2.25 – Pista do rolamento já com um desgaste severo



Fonte: Adaptado de Girdhar (2004).

2.4.5 Falhas em engrenagens

As engrenagens, assim como os rolamentos, apresentarão harmônicos de baixa frequência e regiões de alta frequência devido à ressonância gerada pelo contato de vários dentes entre as

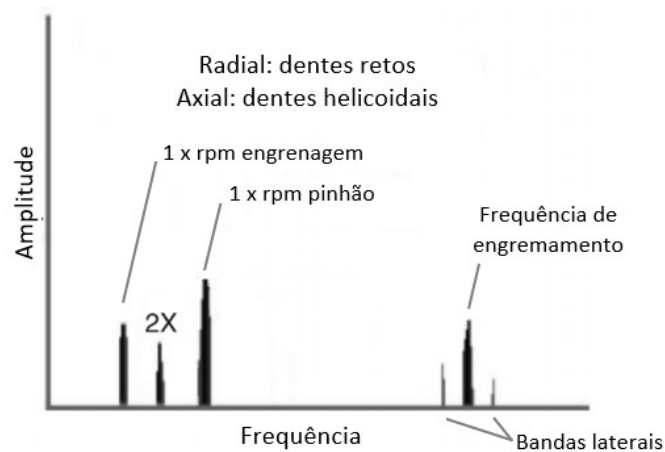
engrenagens. O espectro de um redutor normal apresentará harmônicos de uma e duas vezes a rotação do eixo medido (1 x rpm, 2 x rpm), acompanhado da frequência de engrenamento (ou Gear Mesh Frequency, GMF) juntamente de bandas laterais referente às frequências de rotação do eixo ao qual a engrenagem está associado (GIRDHAR, 2004).

A frequência de engrenamento pode ser calculada por:

$$GMF = n^{\circ} \text{ de dentes na engrenagem} \times rpm \text{ da engrenagem} \quad (16)$$

Vale ressaltar que a medição em redutores com engrenagens de dentes retos deve ser medida na direção radial do eixo, enquanto em redutores com engrenagens de dentes helicoidais, a medida deve ser tomada na direção axial do eixo, devido as diferentes forças de reação geradas por cada tipo de engrenamento.

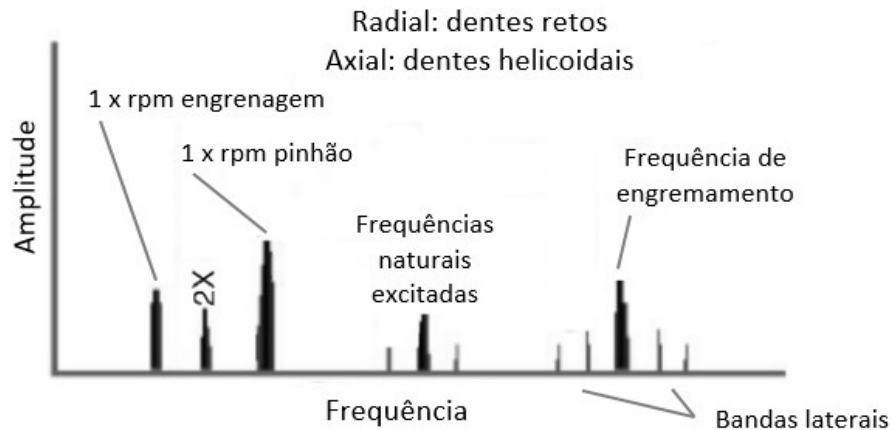
Figura 2.26 – Espectro de vibração de um redutor em condições normais



Fonte: Adaptado de Girdhar (2004).

De forma geral, as falhas em engrenagens irão ampliar as frequências GMF e suas bandas laterais, assim como podem gerar picos de frequências naturais mais distribuídas pelo espectro. Para o caso de desgaste dos dentes da engrenagem, a tendência é que haja um aumento das bandas laterais da GMF. Já o caso de uma carga em excesso sobre os dentes, a amplitude do GMF irá aumentar, porém pode não ser um risco caso as bandas laterais não aumentem também. Quando temos um desgaste nos dentes a ponto de gerar folgas e excentricidade, frequências naturais serão excitadas e irão aparecer ao longo do espectro, e nesse caso serão moduladas pela rotação da engrenagem pareada, e as folgas aumentarão a amplitude do GMF.

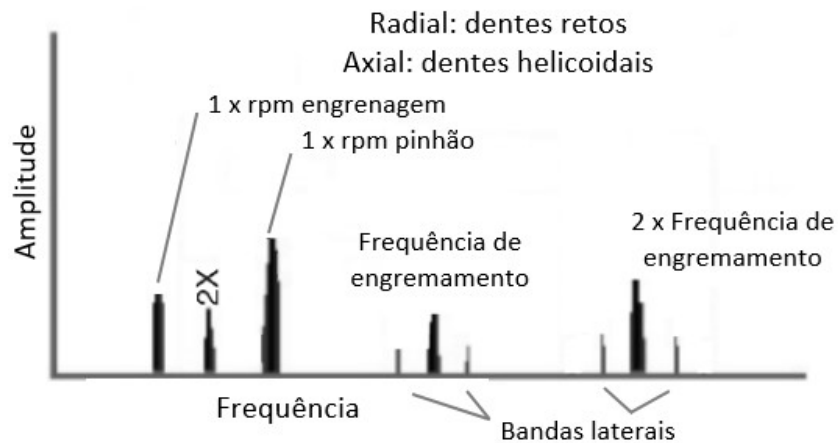
Figura 2.27 – Espectro de vibração de uma engrenagem com folga e excentricidade



Fonte: Adaptado de Girdhar (2004).

No caso em que houver desalinhamento entre as engrenagens pareadas, aparecerão harmônicos da GMF de segunda ordem ($2 \times \text{GMF}$) ou maiores, e a amplitude desses serão maiores em relação à própria GMF.

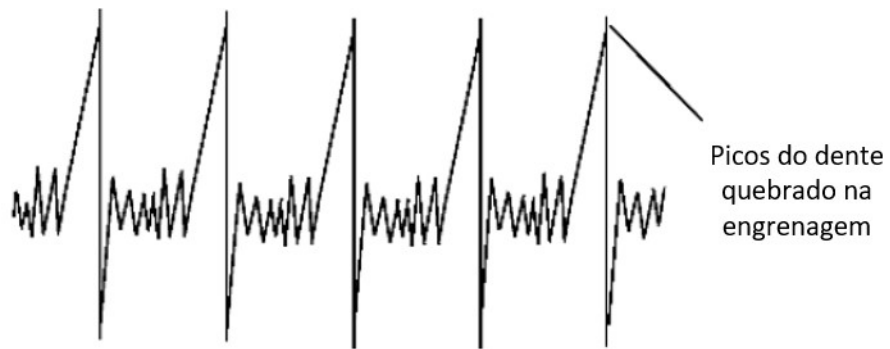
Figura 2.28 – Espectro de vibração de uma engrenagem desalinhamento



Fonte: Adaptado de Girdhar (2004).

Já no caso de quebra de dentes de engrenagens, pode ser evidente no espectro no domínio do tempo, onde a falta de um dente durante o engrenamento gerará picos espaçados do tempo necessário para que o eixo complete uma volta. Além disso, a amplitude em uma vez a rotação do eixo também será aumentada.

Figura 2.29 – Forma de onda no domínio do tempo de uma engrenagem com quebra de dente



Forma de onda no eixo do tempo

Fonte: Adaptado de Girdhar (2004).

3 ESTUDO DE CASO

Dentro da indústria siderúrgica onde foi feito o estudo de caso, temos a atuação da equipe de manutenção preditiva, que atua apoiando as células de manutenção dentro das diversas áreas produtivas. A equipe preditiva é responsável, além da análise de vibração, pela análise de óleo de centrais hidráulicas, lubrificantes, e transformadores, juntamente da análise termográfica em componentes elétricos, como painéis e disjuntores em salas elétricas.

A análise de vibração realizada nos equipamentos classifica-se em dois tipos de monitoramento. O primeiro é o realizado de forma online e acompanhado a partir de uma central de monitoramento, onde os acionamentos de alarmes pré-definidos iniciam uma análise mais aprofundada dos sinais pelo técnico de manutenção. Esse tipo de monitoramento é encontrado apenas em equipamentos específicos, pois em muitas vezes dependem da integração de sensoriamento junto aos supervisórios integrados às redes de automação, ficando restritos a uma quantidade menor de equipamentos críticos, como ventiladores de sistemas de ar combustão de fornos e ventiladores de sistemas de despoeiramento, que operam de forma praticamente contínua. Alguns equipamentos, inclusive, contam com sistemas de proteção integrados aos sensores de vibração, onde uma situação adversa pode gerar a parada automática da máquina para proteção de componentes. O segundo tipo de monitoramento é o off-line, realizado pontualmente de forma periódica em equipamentos igualmente críticos, onde os sinais coletados são levados para análise pelo técnico de manutenção, sendo, nesse caso, a coleta manual menos complexa e custosa. Em ambos casos, ao encontrar uma possível falha, é emitida uma “ordem de manutenção” para que a célula da área intervenha no equipamento, seguindo o diagnóstico do técnico preditivo, podendo essa intervenção ser desde uma simples relubrificação e reaperto, a paradas para substituição de componentes e equipamentos.

Além do monitoramento de vibração propriamente dito, os mantenedores podem utilizar demais técnicas de monitoramento para identificar e impedir que possíveis falhas, ocorram. No caso do motor em estudo, há também o acompanhamento de variáveis de processo, tais como medição de tensão, de corrente, e do torque aplicado no motor. Esses parâmetros podem ser acompanhados através de supervisórios de automação. A partir disso, também é possível inserir alarmes e sistemas de desarme para proteção do equipamento.

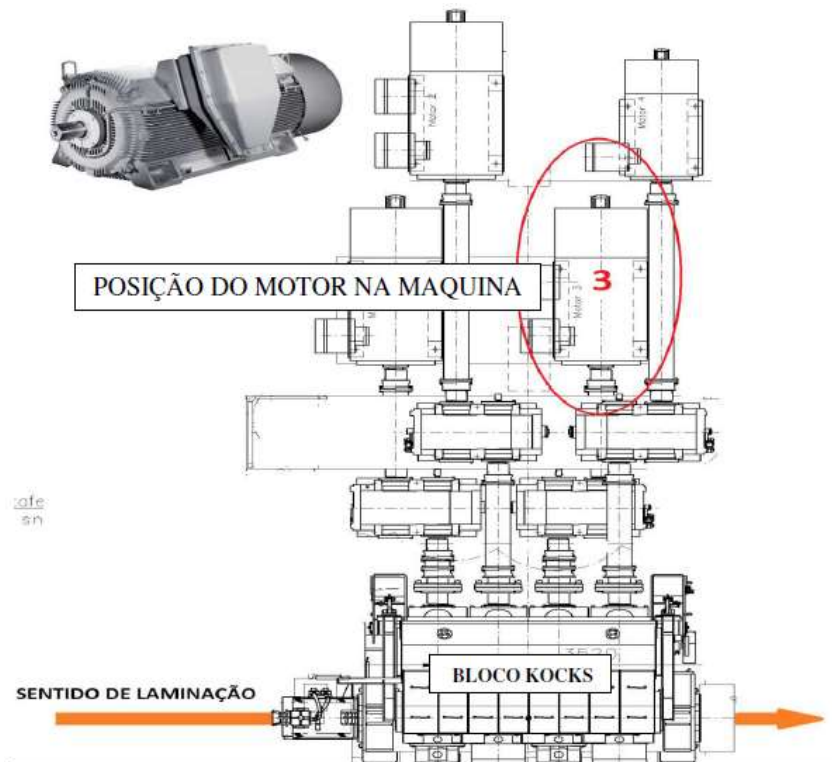
Atualmente esse acompanhamento tanto de variáveis como do histórico do equipamento só é possível a partir de consultas feitas via software de análise de vibração, ou via consulta de histórico de “ordens de manutenção”, ou consulta de documentação técnica no escritório. Porém, já está em desenvolvimento um aplicativo que irá possibilitar a integração de todas essas

informações que poderá ser acompanhada em tempo real, seja por um smartphone ou tablet. Dessa forma, o mantenedor terá acesso a várias informações complementares do equipamento durante sua rotina de inspeções.

A partir dessa rotina de inspeções e monitoramento de ativos, que podemos apresentar uma situação real onde o monitoramento preditivo atuou de forma a evitar uma falha em um motor elétrico crítico ao processo de laminação da fábrica.

O motor em questão está posicionado na terceira gaiola laminadora de um bloco acabador de uma linha de laminação, onde o tarugo do processo passa anteriormente por um forno de reaquecimento e por 14 gaiolas de laminação a quente. Dado que esse equipamento está inserido em uma linha contínua de produção, qualquer falha do mesmo pode gerar uma parada indesejada na linha, gerando sucateamento de material. Além da perda financeira de um produto em etapa de acabamento, ainda há a parada de material a elevadas temperaturas na linha de laminação onde a retirada desse material envolve riscos elevados aos operadores dessa atividade.

Figura 3.1 – Posição do motor no equipamento (vista superior)



Fonte: autor

Aqui, estima-se (por dados internos da empresa) que uma parada para substituição desse motor levaria até 16h, equivalente a uma perda em forma de lucro cessante de aproximadamente R\$210.000,00.

O motor em questão é um Siemens modelo H Compact 1PQ4 e seus dados técnicos estão inseridos no Quadro 1. O custo estimado para a substituição desse motor em caso de uma quebra catastrófica, como queima, perda de rotor, é de R\$720.000.

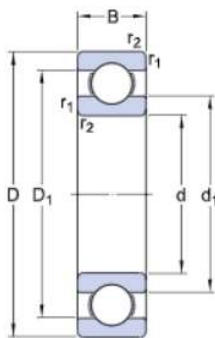
Quadro 1 – Informações técnicas do motor

Motor Siemens H Compact 1PQ4 502-6CM90				
600V @45Hz	2 x 680A	1200kW	8 pólos – 895rpm	Gaiola de esqui

Fonte: Autor

O rolamento presente nos mancais do eixo rotor são rolamentos SKF código 6232C3, com diâmetro de furo de 160mm, diâmetro externo de 290mm, e rotação máxima de 3000rpm.

Figura 3.2 – Dimensional em corte Rolamento SKF 6232C3



d	160 mm	Diâmetro do furo
D	290 mm	Diâmetro externo
B	48 mm	Largura
d ₁	≈ 205.65 mm	Diâmetro do ressalto do anel interno
D ₁	≈ 242.35 mm	Diâmetro do ressalto do anel externo/diâmetro interno da arruela da caixa de mancal
r _{1,2}	min. 3 mm	Dimensão de chanfro do anel externo

Fonte: Catálogo SKF (2021).

Figura 3.3 – Dados de cálculo Rolamento SKF 6232C3

C	186 kN	Classificação de carga dinâmica básica
C ₀	186 kN	Classificação de carga estática básica
P _u	5.3 kN	Limite de carga de fadiga
	4 500 r/min	Velocidade de referência
	3 000 r/min	Velocidade-limite
k _T	0.025	Fator de cálculo
f ₀	15.4	Fator de cálculo

Fonte: Catálogo SKF (2021).

Nesse equipamento a técnica de análise de vibração é feita através de coletas periódicas mensais com o uso de um coletor de dados, que posteriormente é tratado pelos técnicos no computador. O coletor utilizado é um SKF Microlog Analyser AX, e o sensor utilizado é um acelerômetro piezelétrico com sensibilidade nominal de 100 mV/g. Nele o técnico define e insere os parâmetros necessários para a coleta de dados, tais como faixa de frequência a ser analisada, informações técnicas do equipamento, desde dados de rolamento à rotação do motor.

Esse coletor em específico, possui um display que possibilita o técnico fazer uma análise prévia dos sinais coletados. Dessa forma, pode tomar diagnóstico de forma imediata uma possível falha, contribuindo para uma resposta de intervenção mais rápida se necessário.

Figura 3.4 – Coletor de dados SKF Microlog Analyser AX



Fonte: Autor

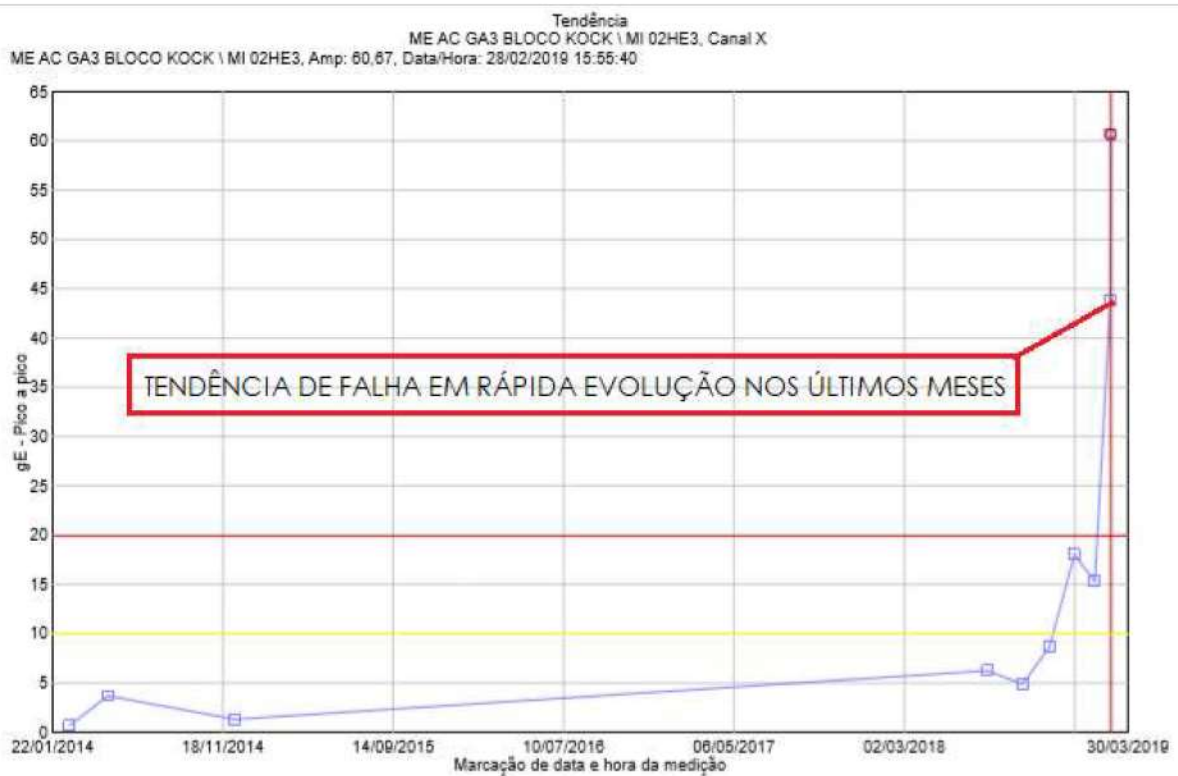
Figura 3.5 – Acelerômetro piezelétrico



Fonte: Autor

Em 27 de fevereiro de 2019, durante uma rotina de coleta de dados na área, foi observado nesse equipamento um aumento no valor global (pico a pico) do envelope de aceleração muito acima das medidas normais observadas em coletas anteriores, atingindo um valor de aproximadamente 44 gE. A medida se deu no mancal de rolamento do lado do acoplamento do motor, na posição horizontal. Da mesma forma foi observado uma elevação no valor global RMS de velocidade que atingiu um valor de 7,15 mm/s, maior que três vezes as medições anteriores. A alteração do comportamento do motor fica evidente ao analisarmos os espectros de vibração em cascata, onde o nível de vibração em todas as frequências se elevaram entre a medição do dia 31 de janeiro e do dia 27 de fevereiro.

Figura 3.6 – Tendência valor global do envelope de aceleração



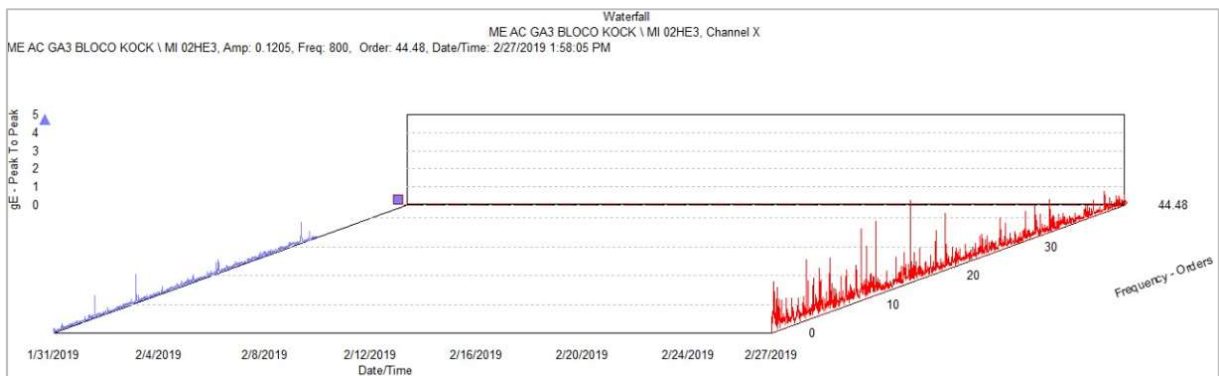
Fonte: Autor

Figura 3.7 – Tendência valor global de velocidade



Fonte: Autor

Figura 3.8 – Espectros de vibração em cascata

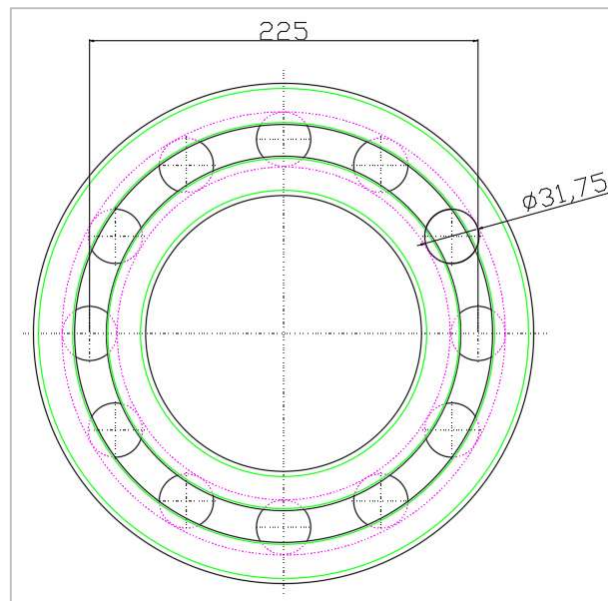


Fonte: Autor

Com esse alerta sendo apresentado, é importante levantarmos os possíveis modos de falha que esse equipamento estava apresentando. Como o aumento de vibração se deu, além do valor global RMS de velocidade, em um aumento no valor global de envelope de aceleração, o que pode ser um grande indicativo de uma possível falha de rolamento. Dessa forma se torna necessário calcularmos as frequências de falha do rolamento em questão.

Com o motor trabalhando à uma rotação de 688 rpm durante as medições, calcula-se o que se segue:

Figura 3.9 – Vista direita do rolamento 6232C3



Fonte: Autor

Da Figura 3.9 tira-se os dados do Rolamento 6232C3, onde tem-se $D = 225 \text{ mm}$, $d = 31,75 \text{ mm}$, $n = 12 \text{ esferas}$. Por ser um rolamento de esferas simples, não será considerado qualquer contato angular entre as esferas e a pista, e assim $\theta = 0^\circ$.

Aplicando esses valores nas equações 12, 13, 14 e 15, temos que:

$$\text{BPFO} = 59,09 \text{ Hz};$$

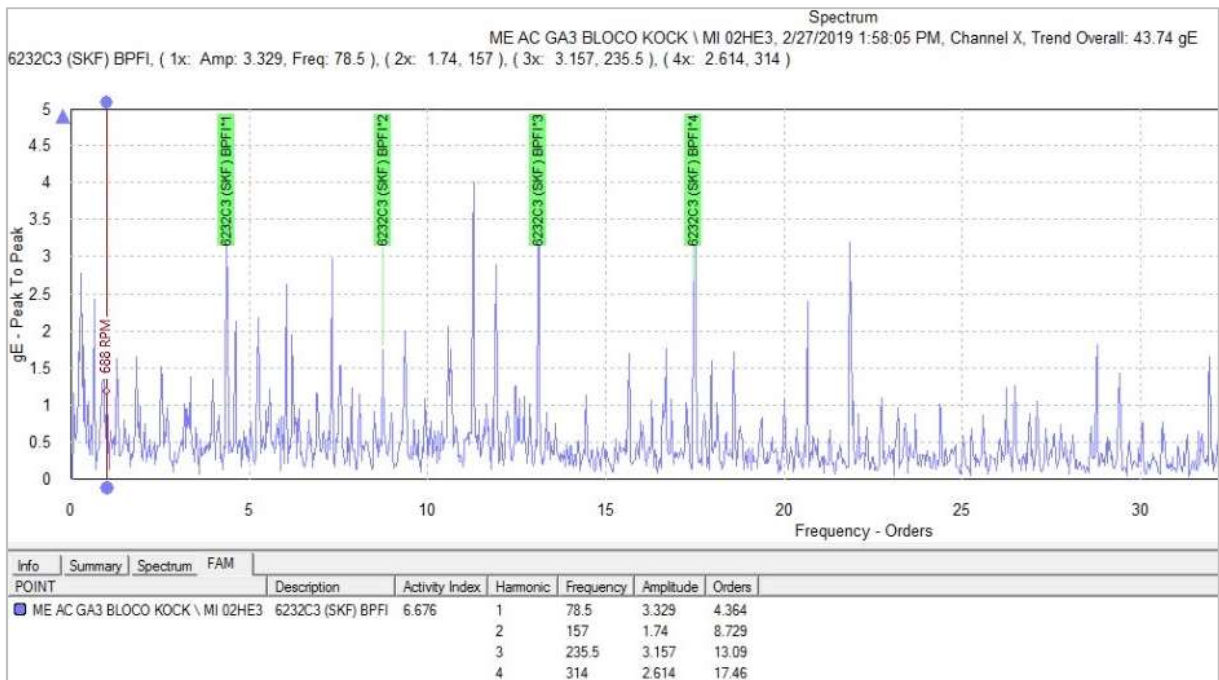
$$\text{BPFI} = 78,51 \text{ Hz};$$

$$\text{FTF} = 4,92 \text{ Hz};$$

$$\text{BSF} = 3,47 \text{ Hz}.$$

Ao inserir esses valores na análise de espectro, ficou claro a existência de picos de frequência no valor do BPFI e seus harmônicos. A Figura 3.10 mostra a análise de espectro no eixo da frequência, onde é possível visualizar a paridade entre a frequência BPFI (marcado pelas linhas verdes) e o pico de aceleração. Como mostrado na seção 2.6.5, quando temos picos de vibração evidenciados nos modos de falha do rolamento, significa que o rolamento terá pouco tempo de operação restante até uma falha catastrófica. Assim, ficando evidente uma possível falha na pista interna do rolamento, é pedida a parada programada do equipamento, realizada a substituição do motor por um equipamento reserva, e enviado esse para análise na oficina.

Figura 3.10 – Espectro de frequência



Fonte: Autor

Ao desmontar o motor e observar o rolamento em falha, confirma-se o diagnóstico da análise do espectro de aceleração. Foram observadas estrias simétricas na pista interna, proveniente de um rompimento do filme lubrificante devido à uma passagem de correntes induzidas do motor elétrico. Essa condição pode ocorrer em motores de indução controlados por inversores de frequência e pode ser tratada com a implantação de sistema de aterramento no motor através de instalação de porta escovas, com o objetivo de eliminar as correntes induzidas no eixo.

Figura 3.11 – Rolamento com marcas estriadas na pista interna



Fonte: Autor

Figura 3.12 – Marcas estriadas na pista interna do rolamento



Fonte: Autor

Após a substituição do motor, foram feitas novas medições no equipamento reserva, e observou-se uma redução dos níveis de vibração, além dos modos de falhas anteriores não estarem mais presentes no equipamento. A Figura 3.13 mostra as análises de espectro em cascata posteriores à substituição. Quanto ao motor em falha, foi feita a substituição do

rolamento danificado e esse foi retornado para a posição de sobressalente dos demais motores do bloco laminador.

Figura 3.13 – Espectros pós substituição em forma de cascata



Fonte: Autor

5 CONCLUSÃO

Analisando as estratégias de manutenção é importante encontrar o correto equilíbrio entre elas dentro de uma linha produtiva. A manutenção corretiva sendo direcionada para equipamentos e componentes menores e de baixo custo. A manutenção preventiva em equipamentos críticos ao processo, com a visão de que não devem apresentar uma interrupção repentina, onde é mais sustentável atuar de forma programada no equipamento. E a manutenção preditiva, onde deve-se preservar ativos de elevado valor e criticidade ao processo produtivo, onde não é viável um número grande de sobressalentes, e ou intervenções preventivas mais profundas exigem um maior tempo e complexidade técnica. Se torna fundamental para o gerenciamento de manutenção conciliar todas as estratégias a partir da correta classificação dos equipamentos. Essa deve analisar o custo de substituição do ativo, os danos colaterais gerados por uma possível falha, podendo essa ser desde a perda simples do ativo, a paradas envolvendo perdas produtivas, até falhas catastróficas. Ou seja, as estratégias de manutenção, quando aplicadas da forma correta, são de grande importância no gerenciamento de riscos operativos e na sua sustentabilidade.

Dentro da manutenção preditiva, a análise de vibração trará assertividade de atuação em uma ampla faixa de modos de falhas em um equipamento. É uma técnica extremamente abrangente, pois traz a possibilidade de monitoramento dos mais variados tipos de equipamentos rotativos, desde um simples eixo rotor, até uma turbina de geração a elevadas rotações. Com a aplicação de sensores acelerômetros piezelétricos integrados à softwares de integração de sinais é possível abranger uma ampla faixa de frequência, sendo possível identificar os mais variados tipos de falhas. No caso de equipamentos rotativos de contato entre suas partes girantes, ou seja, que normalmente utilizam mancais de rolamento, é possível encontrar os modos de falha fundamentais. São eles o desbalanceamento, o desalinhamento, folgas excessivas, rolamentos e engrenagens em falha. Nos dois últimos, temos a importância da análise de envelope e demodulação, onde é possível rastrear e acompanhar a evolução de falhas incipientes presente no desgaste desses componentes.

Olhando para o estudo de caso apresentado, fica evidente a importância de um monitoramento preditivo dentro das estratégias de manutenção trazendo assertividade na atuação das equipes. Por conta disso, a correta classificação e estratégia de manutenção dentre os vários equipamentos encontrados na área trará intervenções aos equipamentos de forma bem planejada e com atividades priorizadas e assertivas. O correto diálogo entre estratégias traz produtividade para as atuações de manutenção, onde as equipes de áreas ficam focadas em

estratégias corretivas e preventivas, com algum monitoramento sensitivo, somado a uma equipe de monitoramento preditivo que indicará objetivamente onde e quando deve ocorrer uma intervenção em equipamentos mais críticos e complexos.

Soma-se a isso a perda evitada pelo monitoramento dos ativos. No caso apresentado, foi preservado aproximadamente mais de 700 mil reais do valor do equipamento, e mais de 200 mil relacionado à uma possível perda de produção. Dessa forma, é mais que justificável o investimento em técnicas de monitoramento preditivo, mesmo em casos onde esse é feito de forma contínua com integração às redes de automação, algo que exige um investimento maior na instalação do sensoriamento. No caso apresentado, pela análise necessitar apenas de um coletor de dados e do conhecimento técnico do analista, o retorno é ainda maior e significativo. Fica claro, também, a importância da técnica na preservação dos ativos da empresa, sendo uma forte aliada no gerenciamento dos riscos de falhas e trazendo sustentabilidade ao processo de Manutenção.

Do estudo realizado e ponto importante para a visão de futuro da manutenção industrial, é a importância da manutenção preditiva na 4ª revolução industrial. Considerando que dentro da manutenção preditiva o monitoramento do equipamento visa a excelência para que falhas sejam evitadas, os pilares da indústria 4.0 terão papel fundamental. Com o uso de “big data”, “machine learning” e “IoT”, teremos cada vez mais a possibilidade de sensoriar o equipamento a ponto de termos diagnósticos e intervenções mais rápidas e eficientes. Pode-se por exemplo, a partir dos dados coletados aplicar o “machine learning” e ter o sistema informando de forma automática uma possível falha ao técnico, ou então, o próprio sistema prover correções para prevenir a falha. Ou com o uso do “IoT”, tanto para a integração de dados entre equipamentos, quanto para a informação em tempo real do equipamento no momento da intervenção ou inspeção.

REFERÊNCIAS

ALMEIDA, M. T. **Manutenção preditiva: confiabilidade e qualidade**. 2000. Disponível em: <https://mtaev.com.br/wp-content/uploads/2018/02/mnt1.pdf>. Acesso em: 29 jul. 2020.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **ABNT NBR 10082: Ensaio não destrutivo - análise de vibrações - avaliação de vibração mecânica de máquinas com velocidades de operação de 600 rpm a 15 000 rpm**. 2. ed. São Paulo: ABNT, 2011.

GIRDHAR, P., SCHEFFER, C. **Machinery vibration analysis & predictive maintenance**, Burlington: Elsevier, 2004.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 20816-1:2016(E): mechanical vibration - measurement and evaluation of machine vibration**. Geneva: ISO, 2016.

NTI AUDIO. **Transformada rápida de Fourier: noções básicas**. Disponível em: <https://www.nti-audio.com/pt/suporte/saber-como/transformacao-rapida-de-fourier-fft>. Acesso em: 18 jul. 2021.

RANDALL, Robert B. State of the art in monitoring rotating machinery - part 1. **Sound and vibration**, Leuven, v. 38, n.3, p. 14-20. Disponível em: <http://www.sandv.com/downloads/0403rand.pdf>. Acesso em: 05 ago. 2021

RAO, Singiresu S. **Mechanical vibrations**. 5. ed. Miami: Pearson Prentice Hall, 2011. 1084p.

SILVA, Clarence W. de (ed.). **Vibration monitoring, testing, and instrumentation** Boca Raton: Crc Press Taylor & Francis Group, 2007. (Mechanical engineering series).

SKF. **Especificações técnicas rolamento 6232**. Disponível em: <https://www.skf.com/br/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-6232>. Acesso em: 07 ago. 2021.

BIBLIOGRAFIA CONSULTADA

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR-5462**: confiabilidade e manutenibilidade. Rio de Janeiro: ABNT, 2004.

FERREIRO, S., KONDE, E., FERNANDÉZ, S., PRADO, A. Industry 4.0: predictive intelligent maintenance for production equipment. *In*: European Conference of the PHM Society, 3., 2016 (1). Bilbao, Spain. **Anais** [...]. Bilbao, Spain. Disponível em: <https://doi.org/10.36001/phme.2016.v3i1.1667>. Acesso em: 05 out. 2021

INMAN, D.J. **Engineering vibration**, 3. ed. New Jersey: Prentice Hall, 2008.

MONCHY, F. **A função manutenção**. São Paulo: Durban, 1987.

OLIVEIRA, Rafael Jose Gomes de. **Implementação de técnicas de processamento de sinais para o monitoramento da condição de mancais de rolamento**. 2005. 88 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2005

RANDALL, Robert B.; ANTONI, Jerome. Rolling element bearing diagnostics - A tutorial. **Mechanical Systems and Signal Processing**, [S. l.], v. 25, n.2, p. 485-520, 29 jul. 2010. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0888327010002530>. Acesso em: 06 out. 2021

SAWALHI, N.; RANDALL, R.B. Vibration response of spalled rolling element bearings: observations, simulations and signal processing techniques to track the spall size. **Mechanical Systems and Signal Processing**, [s. l.], v. 25, p. 847-870, 22 set. 2010.

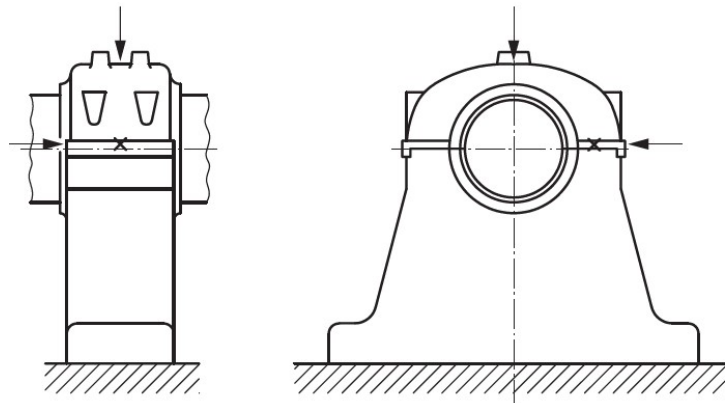
TYAGI, Sunil. **Wavelet analysis and envelope detection for rolling element bearing fault diagnosis - a comparative study**. 2003. Disponível em: <http://www.nacomm03.ammindia.org/Articles/Nav002.pdf>. Acesso em: 07 ago. 2021 2003

APÊNDICE A – Pontos de medição

A ISO 20816 define os posicionamentos mais indicados para a coleta de dados em partes não rotativas (ou seja, medida absoluta) dos equipamentos. As tomadas de medição devem ser nos rolamentos, mancais, ou qualquer outra parte estrutural que responda às forças dinâmicas dos elementos rotativos próximas à localização do rolamento, e que caracterize as vibrações gerais da máquina.

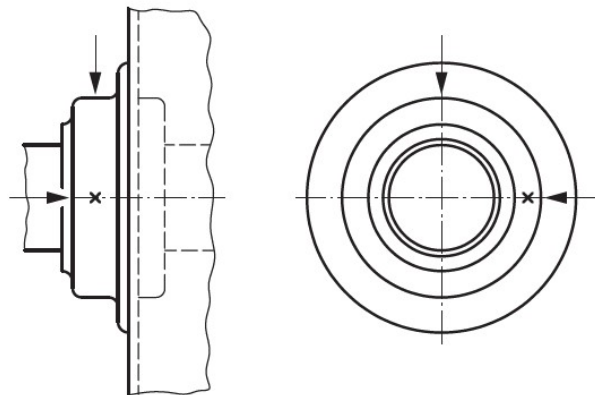
Normalmente as tomadas de medição se dão em 3 direções perpendiculares entre si. São 2 direções radiais com 90° de defasagem (vertical e horizontal) e uma com direção axial em relação ao eixo rotativo. As Figuras A.1 à A.5 ilustram essas condições.

Figura A.1 – Pontos de medição para rolamentos alojados em mancais horizontais



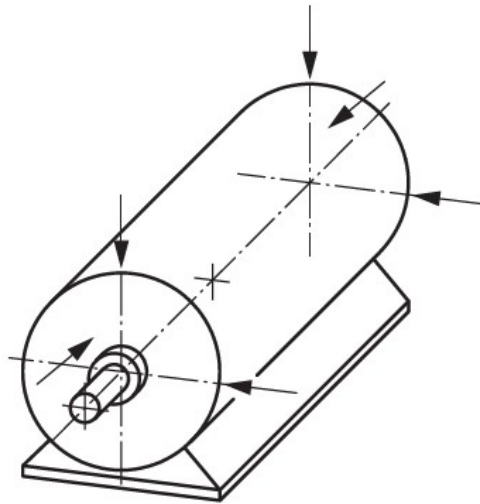
Fonte: ISO 20816 (2016).

Figura A.2 – Pontos de medição para rolamentos alojados em mancais flangeados



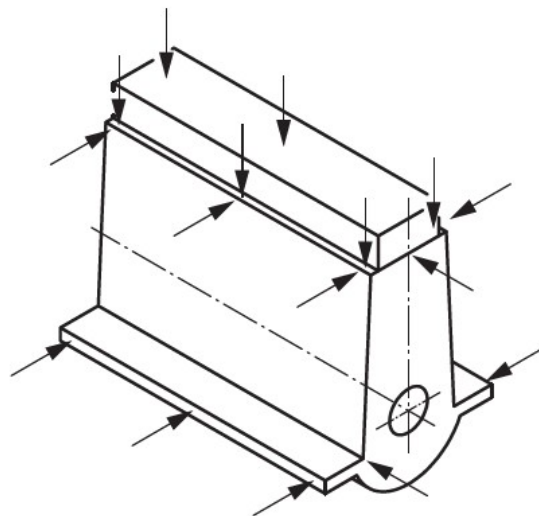
Fonte: ISO 20816 (2016).

Figura A.3 – Pontos de medição para máquinas elétricas



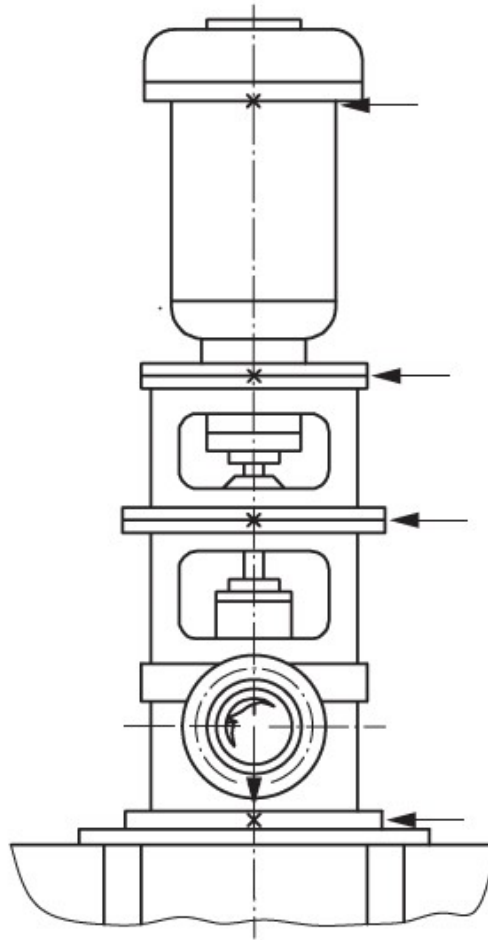
Fonte: ISO 20816 (2016).

Figura A.4 – Pontos de medição para motores recíprocos próximos das localizações dos rolamentos



Fonte: ISO 20816 (2016).

Figura A.5 – Pontos de medição para conjuntos verticais de máquinas



Fonte: ISO 20816 (2016).

APÊNDICE B – Padrões de medição

Segundo a ISO 20816, para um número conhecido de formas de ondas e componentes harmônicos, através da Análise de Fourier, é possível relacionar várias quantidades fundamentais (deslocamento, velocidade, aceleração, pico a pico, pico, rms) através de relações matemáticas determinadas. Essas relações serão descritas a seguir.

Da velocidade de vibração medida versus tempo, o valor rms da velocidade de oscilação pode ser calculado pela Equação 9 que se segue:

$$v_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T v^2(t) dt} \quad (9)$$

onde

$v(t)$ é a velocidade de vibração em função do tempo;

T é a amostra de tempo que deve ser maior que o período de qualquer componente maior de frequência o qual $v(t)$ é composto.

Aceleração, velocidade e/ou magnitudes de deslocamento (a_j, v_j, s_j , respectivamente; $j = 1, 2, \dots, n$) são determinados para diferentes frequências (f_1, f_2, \dots, f_n) da análise do espectro registrado.

Para os valores de deslocamento pico-a-pico, s_1, s_2, \dots, s_n , em micrometros ($\mu\text{m} = 10^{-6}$ m), os de velocidade rms, v_1, v_2, \dots, v_n , em milímetros por segundo (mm/s), os de aceleração, a_1, a_2, \dots, a_n , em metros por segundo quadrado (m/s^2), e as frequências, f_1, f_2, \dots, f_n , em hertz, são conhecidos, a velocidade rms, v_{RMS} , caracterizando o movimento é dado pela Equação 10:

$$\begin{aligned} v_{RMS} &= 10^{-3} \pi \sqrt{\left(\frac{1}{2}\right) (s_1^2 f_1^2 + s_2^2 f_2^2 + \dots + s_n^2 f_n^2)} \\ &= \sqrt{(v_1^2 + v_2^2 + \dots + v_n^2)} \\ &= \frac{10^3}{2\pi} \sqrt{\left(\frac{1}{2}\right) \left[\left(\frac{a_1}{f_1}\right)^2 + \left(\frac{a_2}{f_2}\right)^2 + \dots + \left(\frac{a_n}{f_n}\right)^2 \right]} \end{aligned} \quad (10)$$

No caso em que a vibração consiste em apenas duas componentes significantes de frequência dando pulsos de valores rms v_{min} e v_{max} , v_{RMS} pode ser determinado pela relação:

$$v_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{2} (v_{max}^2 + v_{min}^2)} \quad (11)$$

Tendo definido a relação matemática entre as medidas fundamentais, fica a necessidade de selecionar qual deve ser utilizada para a melhor análise do equipamento. O uso de deslocamento tende a ser mais restrito para análises relativas. A utilização da velocidade rms, segundo a própria ISO 20816, pode caracterizar a resposta de uma extensa classe de equipamentos de forma bem sucedida, porém tende a enfatizar falhas em faixas de baixa frequência, como desbalanceamento e desalinhamento. Já a análise por aceleração tende a enfatizar falhas em faixas de alta frequência, o que pode ser de grande utilidade em falhas de rolamentos, as quais aparecem inicialmente em altas frequências, mas podem ficar camufladas em baixas frequências.

APÊNDICE C – Limites operacionais

A NBR 10082 define os limites operacionais de vibração para equipamentos que operam entre 600 e 15.000 rpm. A importância da definição desses limites se deve pela necessidade de padronizar e estipular níveis aceitáveis de vibração, e a partir de quais valores se torna necessário uma investigação mais a fundo da condição do equipamento.

Primeiro é necessário classificar o maquinário em grupos de potência e flexibilidade do suporte dos mancais. Por grupo de potência, temos:

- Grupo I: máquinas com potência acima de 300kW. Essas máquinas normalmente utilizam mancais de deslizamento, sendo recomendado também que sejam avaliadas de acordo com a normalização específica de vibração para medição de vibração de eixos com uso de sensores sem contato.
- Grupo II: máquinas com potência de 15kW a 300kW.
- Grupo III: máquinas com potência até 15kW.

Para a classificação por flexibilidade dos mancais, temos:

- Montagem rígida;
- Montagem flexível;

onde uma montagem é considerada rígida quando a menor frequência natural do conjunto, avaliada na direção da medida de vibração, for pelo menos 25% superior à maior frequência de rotação do equipamento a ser analisado. Do contrário, a montagem é flexível.

Com a classificação do equipamento, é preciso definir as zonas de severidade de operação do mesmo.

- Zona A: valores de vibração recomendados para máquinas novas ou recentemente comissionadas;
- Zona B: valores de vibração considerados aceitáveis para operação contínua por longo período;
- Zona C: valores de vibração considerados insatisfatórios para operação contínua por longo período. Geralmente é possível continuar operando por um período limitado de tempo, sendo necessária a programação para correção da falha;
- Zona D: valores de vibração indicam possibilidade de dano ao equipamento em um curto prazo.

Dada a classificação do equipamento e as magnitudes de vibração, apresenta-se as tabelas a seguir definindo os limites operacionais esperados, medido para valor eficaz de velocidade rms em mm/s.

Tabela C.1 – Classificação de zonas de severidade de vibração para equipamentos classificados como Grupo I

Classe do suporte	Limite entre zonas	Valor eficaz (mm/s – rms)
Rígido	A/B	1,1
	B/C	1,8
	C/D	2,8
Flexível	A/B	1,8
	B/C	2,8
	C/D	4,5

Fonte: NBR 10082 (2011).

Tabela C.2 – Classificação de zonas de severidade de vibração para equipamentos classificados como Grupo II

Classe do suporte	Limite entre zonas	Valor eficaz (mm/s – rms)
Rígido	A/B	1,8
	B/C	2,8
	C/D	4,5
Flexível	A/B	2,8
	B/C	4,5
	C/D	7,1

Fonte: NBR 10082 (2011).

Tabela C.3 – Classificação de zonas de severidade de vibração para equipamentos classificados como Grupo III

Classe do suporte	Limite entre zonas	Valor eficaz (mm/s – rms)
Rígido	A/B	2,8
	B/C	4,5
	C/D	7,1
Flexível	A/B	4,5
	B/C	7,1
	C/D	11

Fonte: NBR 10082 (2011).