



UNIVERSIDADE FEDERAL RURAL DO SEMI-ÁRIDO
PRÓ-REITORIA DE GRADUAÇÃO
CENTRO DE ENGENHARIAS MOSSORÓ-CEM
CURSO DE BACHARELADO EM ENGENHARIA MECÂNICA

GLEIMY FERREIRA BRASIL

**MANUTENÇÃO PREDITIVA COM BASE NA ANÁLISE VIBRATÓRIA:
METODOLOGIA APLICADA A UMA MÁQUINA DA UFERSA.**

MOSSORÓ

2022

GLEIMY FERREIRA BRASIL

**MANUTENÇÃO PREDITIVA COM BASE NA ANÁLISE VIBRATÓRIA:
METODOLOGIA APLICADA A UMA MÁQUINA DA UFERSA.**

Trabalho de Conclusão de Curso, apresentado a
Universidade Federal Rural do Semi-Árido,
como parte das exigências para a obtenção do
título de Bacharel em Engenharia mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Romulo Pierre Batista Reis

MOSSORÓ

2022

© Todos os direitos estão reservados a Universidade Federal Rural do Semi-Árido. O conteúdo desta obra é de inteira responsabilidade do (a) autor (a), sendo o mesmo, passível de sanções administrativas ou penais, caso sejam infringidas as leis que regulamentam a Propriedade Intelectual, respectivamente, Patentes: Lei nº 9.279/1996 e Direitos Autorais: Lei nº 9.610/1998. O conteúdo desta obra tomar-se-á de domínio público após a data de defesa e homologação da sua respectiva ata. A mesma poderá servir de base literária para novas pesquisas, desde que a obra e seu (a) respectivo (a) autor (a) sejam devidamente citados e mencionados os seus créditos bibliográficos.

FB823 Ferreira, Gleimy.
m MANUTENÇÃO PREDITIVA COM BASE NA ANÁLISE
 VIBRATÓRIA: METODOLOGIA APLICADA A UMA MÁQUINA DA
 UFRSA. / Gleimy Ferreira. - 2022.
 49 f. : il.

 Orientador: Romulo Pierre.
 Monografia (graduação) - Universidade Federal
Rural do Semi-árido, Curso de Engenharia
Mecânica, 2022.

 1. Manutenção . 2. Análise de vibração . 3.
Máquina . 4. Fresadora. I. Pierre, Romulo,
orient. II. Título.

Ficha catalográfica elaborada por sistema gerador automático em conformidade
com AACR2 e os dados fornecidos pelo(a) autor(a).
Biblioteca Campus Mossoró / Setor de Informação e Referência
Bibliotecária: Keina Cristina Santos Sousa e Silva
CRB: 15/120

O serviço de Geração Automática de Ficha Catalográfica para Trabalhos de Conclusão de Curso (TCC's) foi desenvolvido pelo Instituto de Ciências Matemáticas e de Computação da Universidade de São Paulo (USP) e gentilmente cedido para o Sistema de Bibliotecas da Universidade Federal Rural do Semi-Árido (SISBI-UFERSA), sendo customizado pela Superintendência de Tecnologia da Informação e Comunicação (SUTIC) sob orientação dos bibliotecários da instituição para ser adaptado às necessidades dos alunos dos Cursos de Graduação e Programas de Pós-Graduação da Universidade.



MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
Universidade Federal Rural do Semi-Árido - UFERSA
CENTRO DE ENGENHARIAS

ATA DE DEFESA DE MONOGRAFIA

Às 14h30min do dia 14 de junho do ano de dois mil e vinte e dois, em reunião virtual no Google Meet, sob a presidência do Prof. Dr. Rômulo Pierre Batista dos Reis, reuniu-se a banca examinadora de defesa de monografia de autoria do aluno **Gleimy Ferreira Brasil**, do curso de Engenharia Mecânica desta Universidade com o título, "**Manutenção preditiva com base na análise vibratória: metodologia aplicada a uma máquina rotativa.**". A Banca Examinadora ficou assim constituída: Prof. Dr. Rômulo Pierre Batista dos Reis, presidente da banca; Prof. Dr. Fabrício José Nóbrega Cavalcante e o Prof. Msc. Pedro Paulo dos Santos Lima, como membros. Foram registradas as seguintes ocorrências: após a apresentação do aluno pelo Presidente da banca, ocorreu a apresentação da monografia, seguido de questionamentos pelos membros da banca; finalizando, foram sugeridas algumas modificações e correções. Concluída a defesa, procedeu-se o julgamento pelos membros da banca examinadora, em reunião fechada em outra sala no Google Meet, sendo o aluno **aprovado**, fazendo jus, portanto, ao título de engenheiro mecânico. E para constar, eu, **Prof. Dr. Rômulo Pierre Batista dos Reis**, lavrei a presente ata que, após lida e aprovada pelos membros da banca examinadora, será assinada por todos. Mossoró, 14 de junho de 2022.

Assinatura dos membros da Banca Examinadora.

Assinado de forma digital por
ROMULO PIERRE BATISTA DOS
REIS:02351281470
Dados: 2022.06.14 17:19:38 -03'00'

Prof. Dr. Rômulo Pierre Batista dos Reis
Presidente

FABRICIO JOSE NOBREGA
CAVALCANTE:02355457409

Assinado de forma digital por
FABRICIO JOSE NOBREGA
CAVALCANTE:02355457409
Dados: 2022.06.15 06:43:31 -03'00'

Prof. Dr. Fabrício J. Nóbrega Cavalcante
Membro

PEDRO PAULO
DOS SANTOS LIMA:
10491233442

Assinado digitalmente por PEDRO PAULO DOS SANTOS LIMA:
10491233442
DN: CN=PEDRO PAULO DOS SANTOS LIMA:10491233442,
OU=UFERSA - Universidade Federal Rural Do Semi-Árido,
O=UFERSA, C=BR
Razão: Eu sou o autor deste documento
Localização: sua localização de assinatura aqui
Data: 2022.06.15 14:53:26-03'00'
Foxit PDF Reader Versão: 11.2.2

Prof. Msc. Pedro Paulo dos Santos Lima
Membro

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, por ter me dado forças para chegar até aqui, e me mostrando sempre que não podemos desistir dos nossos objetivos na primeira dificuldade que aparecer. Com esforço e dedicação chegamos sempre onde queremos.

Agradeço a minha família que sempre me apoiou, em especial a minhas mães Willa Maria dos Santos Ferreira e Gardênia Maria dos Santos Ferreira e meu irmão Glênio Ferreira Brasil, que sempre me incentivaram a seguir em frente nos estudos e me proporcionaram todo o suporte necessário nesta caminhada acadêmica.

Agradeço também ao meu orientador, o Professor Romulo Batista Reis, primeiramente por ter me orientado e incentivado a realizar este projeto, por toda a paciência e pelo conhecimento que me repassou durante a realização do projeto.

A todos os meus amigos que me incentivaram de alguma forma a seguir firme nesta caminhada, em especial aqueles que ajudaram bastante durante toda essa jornada, Luis Felipe e Carlos Augusto.

A minha namorada, Giselly Andreza sempre me passando as melhores energias possíveis.

A todos que de alguma forma me ajudaram na realização deste projeto, muito obrigado.

Dedico esse Trabalho aquela que me guiou durante toda a minha vida, ensinando valores que não se pode comprar. Willa Maria dos Santos Ferreira (mamãe).

RESUMO

A necessidade de máquinas e equipamentos estarem sempre disponíveis, torna a manutenção uma função estratégica dentro da indústria, que frequentemente aumenta junto a uma exigência de agilidade na liberação do equipamento. Esse trabalho apresenta a manutenção preditiva por análise de vibração como ferramenta eficaz de diagnóstico e prevenção de falhas em equipamentos rotativos, buscando suprir a necessidade da indústria em minimizar as paradas de planta e prever falhas nos equipamentos. Com o objetivo de determinar de forma teórica os pontos de medições para identificar valores globais de vibrações no motor elétrico e toda a parte que realiza o trabalho da fresadora ferramenteira. E ainda entender a manutenção preditiva com base na análise de vibração, bem como os defeitos que podem surgir em um espectro de frequência e suas características.

Palavras-chave: Fresadora. Manutenção. Análise de vibração. Máquina.

ABSTRACT

The need for machines and equipment to be available at all times makes maintenance a strategic function within the industry, which often increases along with a requirement for agility in releasing the equipment. This work presents predictive maintenance by vibration analysis as an effective tool for diagnosing and preventing failures in rotating equipment, seeking to meet the industry's need to minimize plant stoppages and predict equipment failures. In order to determine in a theoretical way the measurement points to identify overall vibration values in the electric motor and all the part carrying out the tooling milling machine work. And also understand predictive maintenance based on vibration analysis, as well as the defects that can arise in a frequency spectrum and its characteristics.

Keywords: Milling machine. Maintenance. Vibration Analysis. Machine.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1	–	Caracterização das ondas	6
Figura 2	–	Defasagem dos parâmetros de vibração.....	7
Figura 3	–	Sistema massa-mola-amortecedor como dois GDL.....	8
Figura 4	–	Sinais no domínio do tempo	13
Figura 5	–	Sinais no domínio do tempo	13
Figura 6	–	Sinais no domínio da frequência	14
Figura 7	–	Concepção básica do acelerômetro piezoelétrico.....	15
Figura 8	–	Construção de um acelerômetro piezoelétrico.....	15
Figura 9	–	Pontos de medição.....	16
Figura 10	–	Desbalanceamento estático	17
Figura 11	–	Duplo desbalanceamento	17
Figura 12	–	Desbalanceamento dinâmico.....	18
Figura 13	–	Representação do desbalanceamento no espectro de frequência.....	18
Figura 14	–	Tipos de desalinhamento	19
Figura 15	–	Representação do desalinhamento no espectro de frequência.....	19
Figura 16	–	Desalinhamento combinado	20
Figura 17	–	Falha por folga interna	20
Figura 18	–	Falha por perda de rigidez	21
Figura 19	–	Falha por folga de fixação.....	21
Figura 20	–	Componentes de um rolamento.....	22
Figura 21	–	Estágio inicial de desgaste em um rolamento.....	23
Figura 22	–	Pontos de remoção de material evidenciados no rolamento e espectro.....	23
Figura 23	–	Aumento dos pontos de desgaste.....	24
Figura 24	–	Desgaste severo na pista.....	24
Figura 25	–	Tabela de diagnostico para engrenagens.....	25
Figura 26	–	Analizador de vibração	27
Figura 27	–	Banco de dados	28
Figura 28	–	Criando estrutura em arvore	28
Figura 29	–	Banco de dados – Área	28
Figura 30	–	Banco de dados – especificações do conjunto	29
Figura 31	–	Especificações do conjunto.....	29

Figura 32	–	Ponto de medição	30
Figura 33	–	Fresadora Ferramenteira Clark modelo 4VSEa.....	31
Figura 34	–	Identificação dos pontos de medição referente a fresadora ferramenteira	32

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
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
NBR	Normas técnicas brasileiras
GDL	Grau de liberdade
Dr	Doutor
EPI	Eixo principal de inércia
LCG	Linha de centro geométrica

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	2
2	REFERENCIAL TEÓRICO	3
2.1	Considerações da Manutenção	4
2.1.1	Aplicação e benefícios da manutenção preditiva	4
2.2	Teoria das vibrações.....	4
2.2.1	Importância do estudo das vibrações.....	5
2.2.2	Parâmetros de vibração	7
2.2.3	Modelo 2 GDL para vibração forçada	12
2.2.4	Transformada rápida de Fourier.....	14
2.2.5	Análise de envelope.....	14
2.3	Acelerômetro piezoelétrico.....	16
2.4	Controle de vibração.....	16
2.5	Mecanismos de Falha	16
2.5.1	Desbalanceamento.....	18
2.5.2	Desalinhamento.....	20
2.5.3	Folgas Mecânicas.....	21
2.5.4	Falhas em Rolamentos.....	24
2.5.5	Falhas em Engrenagens.....	26
3	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	27
4	CONSIDERAÇÕES FINAIS	28
	REFERÊNCIAS	
	APÊNDICE A- PONTOS DE MEDIÇÃO	
	APÊNDICE B-LIMITES DE OPERAÇÃO	

1 INTRODUÇÃO

Intitulada como evolução do parque industrial, a manutenção surge como consequência da revolução industrial, desenvolvendo-se com base em experiências somadas durante vários anos de atividades com acidentes e incidentes dos mais variados. As primeiras técnicas e processos de manutenção tem origens de algumas atividades restritas, dando continuidade em seu desenvolvimento quando a marinha e aeronáutica aplicaram as técnicas de manutenção clássica, substituindo peças após determinados períodos de uso. Com o investimento considerável feito pelas forças armadas em ensaios não-destrutivos e aplicados no dia a dia, peças passaram a ser verificadas individualmente quanto ao seu estado real e com base a esse estado as providências seriam tomadas, chegando assim, ao primeiro conceito de manutenção preditiva (KARDEC E NASCIF, 2009).

A manutenção tem como seu principal objetivo maximizar a disponibilidade dos equipamentos, com condições necessárias para a operação que se almeja alcançar. Essa cobrança de disponibilidade, confiabilidade e redução dos custos em manutenção de máquinas e equipamentos é cada vez maior, em consequência disso, surge uma maior exigência do corpo de manutenção passando a ser um serviço estratégico dentro da indústria. Demandando uma nova postura por parte da equipe de mão de obra da manutenção, com maior conscientização do quanto as falhas atingem a segurança, qualidade e custos do produto, que são fatores de grande influência abordados pelo mercado. Nesse sentido, a gerência da manutenção aparece como um setor vital para o funcionamento mais adequado do ambiente fabril.

No setor industrial, a manutenção se apresenta como parte importante na composição de custos de produção, podendo chegar a representar até 30% dos custos totais do setor. Quando falamos em custos não devemos nos atentar apenas naqueles originados por reposição de componentes, uma maior atenção deve ser voltada para as paradas não programadas, ou seja, as que impedem a produção deixando a máquina indisponível, que para um ambiente de produção continuo é peça chave para a obtenção de capacidade produtiva da linha.

Interrupções ou alterações da capacidade de uma máquina ou item de desempenhar sua função esperada ou requerida, caracteriza a falha de acordo com Siqueira (2014). Podendo ainda ser definida como, o fim da aptidão de um item qualquer, não sendo mais possível exercer a função que lhe competia para as quais foi instalado, Nepomuceno (1989). De forma generalizada, ainda segundo Nepomuceno (1989), as falhas podem ser divididas em três grupos distintos, imposição do operador (o equipamento é retirado do serviço de forma deliberada), falhas de desempenho (diminuição da eficiência) e falhas catastróficas (termino abrupto da

aptidão do equipamento). Os tipos citados anteriormente podem ser observados no cotidiano da indústria de forma bem explícita, quando não se utiliza de algum tipo de manutenção em seus equipamentos. Para que as falhas sejam devidamente contidas, é necessário fazer uso de estratégias adequadas de manutenção para cada caso específico. Podemos citar as mais abordadas em muitas bibliografias: corretiva ou reativa (operar até a falha do componente), preventiva ou base de tempo (estabelece períodos de tempo para realizar a manutenção) e preditiva ou base de condição (monitora o equipamento para prever sua condição), sendo de grande importância o entendimento base de funcionamento de cada.

Predizer o estado do ativo e quando deve ocorrer a intervenção por meio de técnicas de monitoramento, definem a manutenção preditiva. A finalidade, está ligada a fixar os parâmetros a serem medidos e os limites que devem ser tolerados. A análise de vibração pode ser considerada dentro da manutenção preditiva como a principal ferramenta de diagnóstico para a grande maioria dos sistemas usados em fabricação e montagem de produtos. A análise do ativo nos fornece uma variedade de informações sobre sua condição, em sua condição normal (de novo) apresenta um comportamento vibracional característico esperado, e esse começa a mudar à medida que as falhas ocorrem, com tendência de aumentar os níveis de vibração. Analisar a diferença desses níveis nos possibilita caracterizar condições de falha do equipamento.

Temos como objetivo, entender a manutenção preditiva com base na análise de vibração, bem como os defeitos que podem surgir em um espectro de frequência e suas características. E ainda, determinar de forma teórica os pontos de medições com base nos estudos realizados afim de identificar valores globais de vibração no motor elétrico da fresa do laboratório de usinagem da UFERSA campus sede.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

Aqui serão revisados os conceitos para um melhor entendimento dos processos de manutenção, bem como a conceituação de base para o entendimento referente as vibrações mecânicas.

2.1 Considerações da manutenção

Na introdução foi definido que três categorias de manutenção fazem parte da prática tradicional, a corretiva, preventiva e preditiva.

A manutenção corretiva ou pós-quebra, tem como princípio base o funcionamento do ativo até sua parada por quebra. Sua aplicação efetiva nas linhas de produção e setores de serviços, partem da classificação dos equipamentos de chão de fábrica, onde tal procedimento de manutenção se volta para máquinas mais baratas, não gargalos de produção e com redundância das mesmas no processo produtivo que torna compensatório seu funcionamento até a quebra. O que geralmente acontece nessa situação, é existir estoque para substituição imediata do equipamento para dar continuidade a produção, por esse motivo, não sendo significativo a análise de vibrações uma vez que não existe vantagens econômicas ou de segurança em determinar quando a falha vai ocorrer.

A definição da manutenção preventiva é baseada no tempo, não eliminando as chances de ocorrências inesperadas no período de tempo estipulado no plano de manutenção prévio. Essa manutenção é a “atuação realizada de forma a reduzir ou evitar a falha ou quebra no desempenho, obedecendo a um plano previamente elaborado baseado em intervalos definidos de tempo” (KARDEK E NASCIF, 2009, p. 42). Determinar o tempo de forma efetiva para ocorrer as intervenções é o grande desafio desse tipo de manutenção, sendo, o melhor caminho para isso ter disponível os dados de falha do equipamento.

Quando se busca máximo desempenho e produtividade, devido a criticidade do ativo ao processo de produção, a estratégia empregada é a preditiva. Em concordância com a ABNT NBR 5462 (1994), podemos definir a manutenção preditiva como aquela que permite garantir a qualidade de serviço almejada, reduzindo a manutenção preventiva e corretiva. Conhecida também como a manutenção pela condição, leva em consideração a condição individual de cada equipamento, com o desenvolvimento de um acompanhamento contínuo e cadenciado. Baseado nas técnicas de acompanhamento, pode-se prever o comportamento do ativo, quando e como devem ocorrer as intervenções. Esse tipo de manutenção deve ser executado quando o ativo

representa grande valor econômico dentro do chão de fábrica ou é crítico a algum processo, situações em que não é aceitável interrupções inesperadas.

Em concordância com NEPOMUCENO (1989), o acompanhamento de um ativo pode ser realizado de forma subjetiva, onde através dos sentidos, geralmente audição, tato, olfato ou visão pode-se detectar alguma anormalidade. Objetiva, baseado em medições utilizando equipamentos específicos, que fornecem dados que são armazenados e comparados com parâmetros de base. Bem como a forma contínua, para monitoramento de possíveis avarias em equipamentos de grande responsabilidade.

2.1.1 Aplicação e benefícios da manutenção preditiva

A eficiência da aplicação de um programa de manutenção preditiva está associada a quatro subdivisões de tarefas a serem aplicadas: detecção, diagnóstico, prognóstico e autópsia. A detecção diz respeito à coleta de dados e comparação com padrões de base, de manuais ou dados do ativo quando em estado de novo. O diagnóstico consiste na identificação dos modos de falha e a determinação da severidade dos mesmos. Já o prognóstico, envolve estabelecer o tempo até a falha, verificando a linha de tendência e o planejamento apropriado para uma intervenção de manutenção. A autópsia, diz respeito ao processo investigativo da causa raiz do problema (SIEMANN, 2021).

Dentre os pilares da gestão de manutenção, a aplicação de um programa de manutenção preditiva se destaca por trazer um aumento no tempo de operação dos equipamentos e sistemas ligados a estes. Em consequência deste fator, teremos uma acentuada redução da severidade dos danos e custos, com aumento na confiabilidade e disponibilidade. O maior benefício que envolve esse tipo de manutenção está ligado ao máximo intervalo possível entre paradas em decorrência da monitoração regular e a possível redução destas.

2.2 Teoria das vibrações mecânicas

2.2.1 Importância do estudo das vibrações

De acordo com Rao (2008), o estudo de vibrações em estruturas complexas era limitado a avaliações de baixas frequências de excitação, não sendo possível solucionar problemas reais e complexos de engenharia. A evolução das tecnologias nos processamentos de dados e implementação de métodos numéricos, nos possibilitou a chegarmos em soluções que dificilmente podem ser expressas por meio de soluções analíticas.

As vibrações mecânicas estão presentes na grande maioria das atividades humanas, podendo aparecer de forma indesejável, pelos desconfortos causados ou essencial para a vida e a área da física. Como Rao (2008) relata: “Ouvimos porque nossos tímpanos vibram, e vemos por que as ondas de luz sofrem vibração. A respiração está associada à vibração dos pulmões, e andar envolve um movimento oscilatório”. Na área da engenharia a importância desse estudo se dá devido a sua criticidade, pois o efeito de vibrações em alguns casos pode ser desastroso. O prejuízo econômico associado a uma parada inesperada de um ativo gargalo de produção representa um grande risco, que a indústria de hoje em dia não admite correr.

Segundo França e Soleto (2006), devemos sempre tentar manter o controle das vibrações apresentadas por alguns sistemas, quando não é possível eliminá-las totalmente. A forma de minimizar o efeito parte do auxílio de um planejamento e programação de uma manutenção apropriada, antecipando as substituições dos componentes mecânicos antes que as avarias ocorram.

O que torna fundamental a compreensão dos conceitos das vibrações mecânicas, com a associação a manutenção preditiva em busca de uma melhor visão para aprimoramento de projetos e operação de equipamentos submetidos a estes efeitos.

2.2.2 Parâmetros de vibração

A vibração de um corpo é descrita através de um movimento oscilatório em torno de uma posição de referência. A representação de o quanto um equipamento está vibrando é determinada por três parâmetros de mensuração, deslocamento (μm), velocidade (mm/s) e aceleração(m/s^2).

- Deslocamento (x) – Quantifica amplitude máxima de um sinal vibratório, podendo ser medido pelo grau de distanciamento do ponto em relação a sua posição de repouso. Realça componentes de baixa frequência, sendo representado pela Equação 1:

$$x = A \sin(\omega t + \Phi) \quad (1)$$

- Velocidade (v) – Um deslocamento implica na existência de uma velocidade, variação da posição do ponto por unidade de tempo. É expressa matematicamente pela derivada primeira do deslocamento em função do tempo apresentada na equação 2 e muito utilizada para avaliação da severidade de vibração até 1000 Hz, como desbalanceamento, desalinhamento, baixa rigidez, folgas mecânicas e etc.

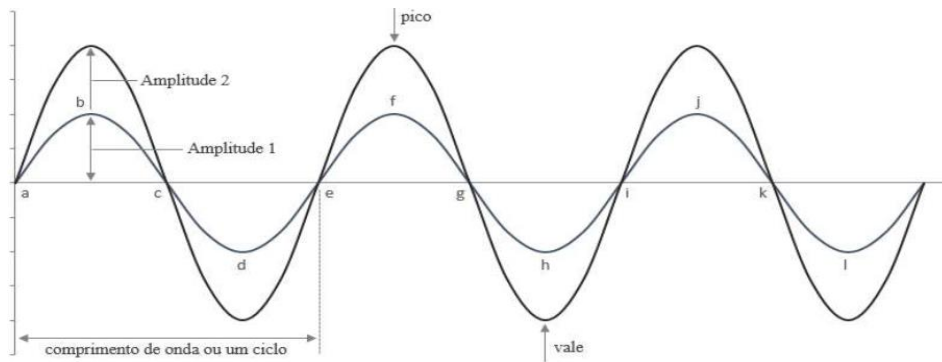
$$v = A\omega \cos(\omega t + \Phi) \quad (2)$$

- Aceleração (a) – Matematicamente, se exprime como sendo a deriva segunda do deslocamento em função do tempo. Esse parâmetro tem a melhor representação dos componentes de alta frequência (acima de 1000 Hz), aplicado em monitoração de rolamentos, ressonâncias, engrenamentos, falha de lubrificações, choques em geral.

$$a = -A\omega^2 \sin(\omega t + \Phi) \quad (3)$$

Mais algumas variáveis que representam a resposta de um movimento vibratório são fundamentais para a análise. Na Figura 1, podemos observar o comportamento de uma onda senoidal.

Figura 1- Caracterização de Ondas



Fonte: Siemann (2021)

Amplitude (A) - É definida como a medida entre a linha de referência e o pico ou vale, da onda característica. A amplitude de uma vibração expressa a severidade (grau de impacto) do evento, medida em milímetros. Pode ser classificada com relação ao nível pico-a-pico (indicando a máxima amplitude de uma onda), nível de pico (realçando níveis de impacto de curta duração) e o valor RMS (Valor quadrático médio ou *root mean square*), também conhecido como valor eficaz está diretamente ligado ao nível de energia da vibração, ou seja, a capacidade destrutiva deste fenômeno.

Frequência (f) - Um período T que é descrito em segundos, é definido pelo tempo de um ciclo completo, sendo a frequência o número de eventos por segundo. Este parâmetro indica o que está provocando a vibração, de qual componente ou região está vindo o sinal de falha, sua unidade recebe o nome de hertz (Hz).

$$f = \frac{1}{T} \quad (4)$$

Ângulo de Fase (Φ)- Representa um deslocamento angular inicial, parâmetro muito importante quando se analisa um conjunto de sinais. Indica o avanço ou atraso de um sinal, por exemplo, a vibração é sempre atrasada em relação a oscilação. Ou ainda, a velocidade está defasada de 90° (noventa graus) em relação ao deslocamento e a aceleração 180° (cento e oitenta graus) também com relação ao deslocamento.

Figura 2- Defasagem dos parâmetros de vibração



Fonte: Adaptado de Holanda (2016)

Todos esses parâmetros nos permitem realizar medições e entender o comportamento das mesmas. Medições globais fornece uma a vibração total do sinal coletado, determinando assim o estado geral do equipamento. É utilizada na análise espectral como indicativo para níveis de alarme, sem fornecer nenhum tipo ou localização do problema. A assinatura vibracional do equipamento nos permite especificar o problema, é obtida por meio das medições realizadas em forma de um espectro de frequência. Essa assinatura nos permite identificar, localizar e quantificar os possíveis problemas para diagnosticar de forma refinada o tipo e magnitude deste.

2.2.3 Modelagem matemática – modelo 2 GDL para vibração forçada

Toda máquina pode ser representada fisicamente por um sistema massa mola amortecido, para que o sistema seja movimentado a força aplicada deve vencer a inércia da massa, a rigidez da mola e o amortecimento do pistão. As propriedades que caracterizam o comportamento dinâmico do sistema, Inercia (M), rigidez(k) e amortecimento (C), determinam como será a resposta da máquina com relação às forças que geram vibração.

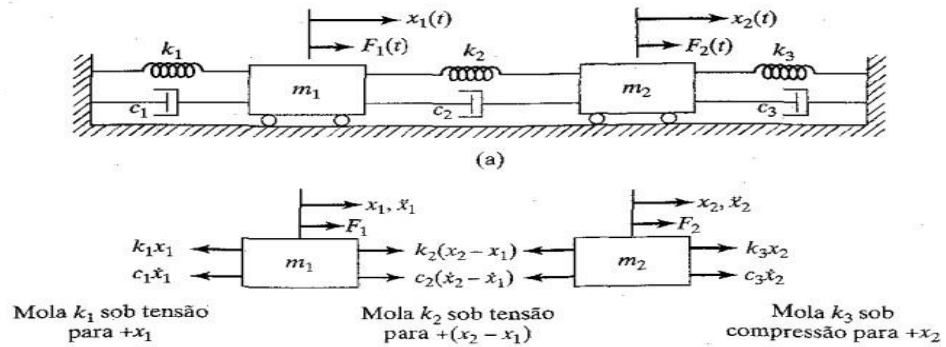
A definição do conceito de grau de liberdade (GDL) de um sistema mecânico é bem estabelecido por França e Soleto (2006), que explanam esse conceito como os possíveis deslocamentos que um conjunto de corpos acoplados podem realizar no espaço físico. Ou ainda, por um ponto material efetuar deslocamentos em três direções do espaço, apresentando, portanto, três graus de liberdade, que coincidem com o número de coordenadas para descrever o movimento do ponto.

De acordo com Rao (2008), a grande maioria das estruturas são contínuas e possuem infinitos graus de liberdade associados. A modelagem de um GDL é útil para analisar sistemas vibratórios mais simples, não sendo capaz de tratar de uma estrutura real, assim o estudo da modelagem de sistemas com dois graus de liberdade é validado por ser uma forma simplificada para introduzir o comportamento de sistemas com número arbitrariamente grande de graus de liberdade.

Kelly (2012), classifica a vibração pelo número de graus de liberdade para sua modelagem. Sistemas que possuem um número de graus de liberdade finito são chamados de discretos, e sistemas com infinitos graus de liberdade são chamados de sistemas contínuos (apud Colona, 2018).

Vamos tratar as massas como corpos rígidos que podem possuir dois tipos de movimentos para este caso, o número de graus de liberdade (GDL) pode ser determinado pela multiplicação do número de massas do sistema pelo número de tipos de movimentos possíveis de cada massa. Para a base de estudo vamos considerar a Figura 3 e explicar a temática sobre ela.

Figura 3 – Sistema massa-mola-amortecedor com dois GDL.



Fonte: Rao (2008, p. 179)

Podemos observar que, as coordenadas $X_1(t)$ e $X_2(t)$ são suficientes para representar o movimento do sistema descrito, pois, definem as posições das massas m_1 e m_2 para qualquer instante de tempo. Por se tratar de duas massas acopladas uma na outra por molas e amortecedores equivalentes a essas massas, os movimentos vão ser dependentes, como mostrado no diagrama de corpo livre da Figura 3. Aplicando a segunda lei de Newton podemos encontrar as equações equivalentes do sistema, como segue;

$$m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_2) \dot{x}_1 - c_2 \dot{x}_2 + (k_1 + k_2)x_1 - k_2 x_2 = F_1(t) \quad (5)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + (c_2 + c_3) \dot{x}_2 - c_2 \dot{x}_1 + (k_2 + k_3)x_2 - k_2 x_1 = F_2(t) \quad (6)$$

Como foi relatado anteriormente, podemos observar pelas equações definidas acima, o acoplamento entre as duas equações diferenciais de segunda ordem descritas. Isso implica em dizer que o movimento da massa m_1 influencia o movimento da massa m_2 e vice-versa.

Podemos escrever a resposta do sistema em forma matricial.

$$[m] \ddot{\vec{x}}(t) + [c] \dot{\vec{x}}(t) + [k] \vec{x}(t) = \vec{F}(t) \quad (7)$$

Onde os termos entre colchetes representam matrizes de massa, amortecimento e rigidez respectivamente, que podem ser abertas da seguinte forma;

$$[m] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix}$$

$$[c] = \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_3 + c_2 \end{bmatrix}$$

$$[k] = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_3 + k_2 \end{bmatrix}$$

E teremos também os vetores de deslocamento e força;

$$\vec{x}(t) = \begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{bmatrix}$$

$$\vec{F}(t) = \begin{bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \end{bmatrix}$$

Quando se tem uma matriz multiplicando um vetor temos que multiplicar linha por coluna, então, teremos as matrizes simétricas, logo as transpostas delas serão elas mesmas pelas propriedades algébricas.

$$[m^T] = [m]$$

$$[k^T] = [k]$$

$$[c^T] = [c]$$

A solução para esse sistema torna-se difícil, pois envolve quatro constantes, duas para cada equação diferencial devido a ligação física das duas massas e do acoplamento das variáveis $x_1(t)$ e $x_2(t)$.

Para determinar as frequências naturais das massas como foi visto nos estudos iniciais é necessário realizar uma análise de vibração livre e sem amortecimento, assim obtemos as equações de movimento não amortecido em coordenadas físicas. Solucionando o problema de autovalor, obtendo os autovalores (frequências naturais) e autovetores (modos de vibrar), permitindo se aprofundar na dinâmica da estrutura.

Devemos assim considerar valores de força e amortecimento igual a zero, como segue.

$$F_1(t) = F_2(t) = 0$$

$$c_1 = c_2 = c_3 = 0$$

Aplicando as condições estabelecidas acima nas equações 5 e 6, teremos o resultado que segue;

$$m_1 \ddot{x}_1 + (k_1 + k_2)x_1 - k_2 x_2 = 0 \quad (8)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + (k_2 + k_3)x_2 - k_2 x_1 = 0 \quad (9)$$

Tomamos a solução para as equações 10 e 11;

$$x_1(t) = X_1 \cos(\omega t + \phi) \quad (10)$$

$$x_2(t) = X_2 \cos(\omega t + \phi) \quad (11)$$

Derivada segunda;

$$\ddot{x}_1(t) = -\omega^2 X_1 \cos(\omega t + \phi) \quad (12)$$

$$\ddot{x}_2(t) = -\omega^2 X_2 \cos(\omega t + \phi) \quad (13)$$

Supondo que ambas as massas vibram com a mesma frequência (ω) e possuem o mesmo ângulo de fase (ϕ). As constantes X_1 e X_2 definem as amplitudes máximas de $x_1(t)$ e $x_2(t)$. Podemos aplicar as equações acima no conjunto de equações 8 e 9 e tomar uma solução não trivial para X_1 e X_2 , calculando o determinante dos coeficientes de amplitude que deve ser igual a zero, com o seguinte resultado.

$$\det \begin{bmatrix} -m_1 \omega^2 + (k_1 + k_2) & -k_2 \\ -k_2 & m_2 \omega^2 + (k_2 + k_3) \end{bmatrix} = 0$$

Ou

$$(m_1 m_2) \omega^4 - [(k_1 + k_2)m_2 + (k_2 + k_3)m_1] \omega^2 + [(k_1 + k_2)(k_2 + k_3) - k_2^2] = 0$$

Teremos uma equação característica de quarto grau como resposta, podemos aplicar um método matemático para reduzir o grau para uma equação de segundo grau e encontrar as raízes do problema, que são as frequências naturais de cada massa.

Para determinar as amplitudes do sistema, deve-se fazer as razões entre essas amplitudes e determinar como segue;

$$r_1 = \frac{X_2^{(1)}}{X_1^{(1)}} \quad e \quad r_2 = \frac{X_2^{(2)}}{X_1^{(2)}}$$

Observamos que as equações encontradas vão ser semelhantes, então podemos escrever as amplitudes em função das razões de frequência, também conhecidas como vetores modais do sistema.

$$\overrightarrow{X^{(1)}} = \begin{Bmatrix} X_1^{(1)} \\ X_2^{(1)} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} X_1^{(1)} \\ r_1 X_1^{(1)} \end{Bmatrix} \quad e \quad \overrightarrow{X^{(2)}} = \begin{Bmatrix} X_1^{(2)} \\ X_2^{(2)} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} X_1^{(2)} \\ r_2 X_1^{(2)} \end{Bmatrix}$$

Então podemos dizer que quando excitamos o sistema na massa 1, teremos o primeiro modo de vibrar X^1 , e quando excitamos o sistema com a frequência da massa 2 teremos o segundo modo de vibrar X^2 , ou seja, determinamos os modos de vibração do sistema.

Aplicando nas equações de solução do sistema, temos;

$$x^1(t) = \begin{Bmatrix} x_1^{(1)} \\ x_2^{(1)} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} X_1^{(1)} \cos(\omega_1 t + \phi_1) \\ r_1 X_1^{(1)} \cos(\omega_1 t + \phi_1) \end{Bmatrix} \text{ Primeiro modo}$$

$$x^2(t) = \begin{Bmatrix} x_1^{(2)} \\ x_2^{(2)} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} X_1^{(2)} \cos(\omega_2 t + \phi_2) \\ r_1 X_1^{(2)} \cos(\omega_2 t + \phi_2) \end{Bmatrix} \text{ Segundo modo}$$

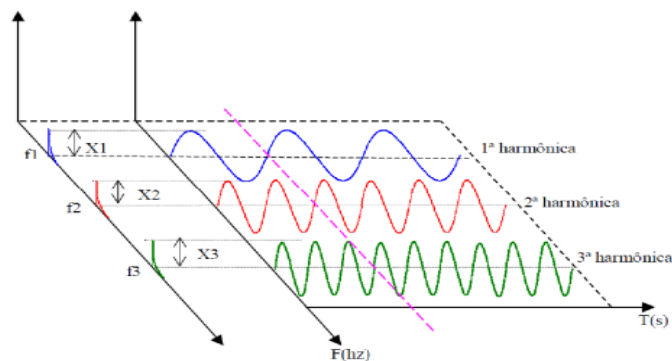
Para a resolução final em valores de X_1^1 , X_1^2 , ϕ_1 e ϕ_2 basta aplicar as condições iniciais determinadas no problema em análise. Observamos que são funções temporais, não sendo interessante para leitura de possíveis resultados, visto que, a análise de estruturas no domínio da frequência (espectral) é mais conveniente, devido ao avanço computacional e a facilidade de interpretação dos resultados nesse domínio.

2.2.4 Transformada rápida de Fourier ou *Fast Fourier Transform* (FFT)

Para um equipamento em funcionamento, é natural encontrar ondas complexas na análise, devido às diferentes forças com diferentes frequências de excitação. Diante da sobreposição dos diversos sinais no domínio do tempo, se faz necessário a decomposição dos componentes harmônicos do sinal de vibração, que é obtida por meio da Transformada de Fourier.

A chegada da FFT resultou em grandes avanços voltados para analisadores dinâmicos aplicados a análise de vibração. A análise de Fourier, conhecida também como análise espectral é a técnica mais empregada na análise de vibração, ela promove o estudo dos sinais no domínio da frequência, ocorrendo a separação de cada sinal para assim conhecer e avaliar cada um separadamente. O sinal, que é a representação gráfica do movimento vibratório, se apresenta em um diagrama com a frequência como abscisa e a amplitude como ordenada, denominado como espectro de frequência (Holanda, 2016). A Figura 4 deixa mais claro o entendimento do espectro de frequência, na situação em que os três sinais ocorrem de forma simultânea.

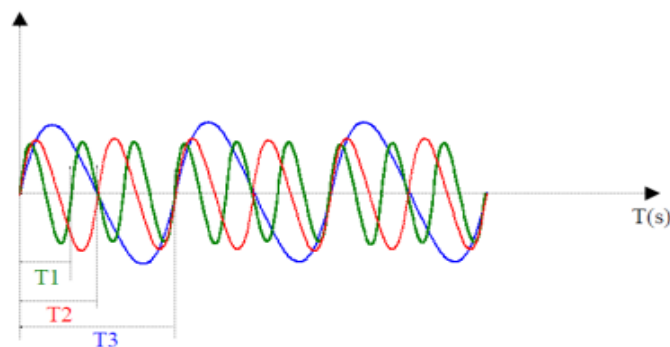
Figura 4 – Sinais no domínio do tempo.



Fonte: Paiva (2000)

Como relatado anteriormente, a sobreposição dos sinais no domínio do tempo aumenta a complexidade da análise. A Figura 5 mostra como seria a situação de sobreposição no eixo cartesiano.

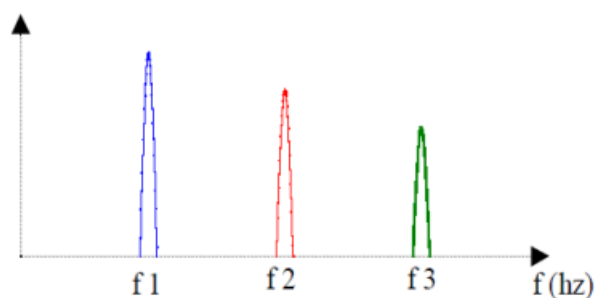
Figura 5 – Sinais no domínio do tempo.



Fonte: Paiva (2000)

A técnica fundamental do diagnóstico de vibrações na investigação de sinais se dá através da análise no domínio da frequência, simplificando o trabalho de detecção das fontes. Todos os componentes são representados no espectro em forma de picos como mostra a Figura 6, que nos permite acompanhar, separadamente, a variação de amplitude de cada vibração e discriminar as avarias em desenvolvimento nos componentes do equipamento.

Figura 6 – Sinais no domínio da frequência.



Fonte: Paiva (2000)

Quando qualquer um dos elementos começar a falhar, a condição padrão que o equipamento deve operar vai mudar com relação a frequência e amplitude de vibração, gerando alteração na chamada assinatura espectral, sendo um indício que o equipamento está perdendo a sua integridade (MOUBRAY, 1999, Apud HOLANDA, 2016).

2.2.5 Análise de envelope

Essa técnica consiste em analisar sinais de ressonância em bandas de alta frequência a partir da demodulação para chegar à informação de um mecanismo de falha, com objetivo de identificar falhas presentes em rolamentos e engrenagens. A demodulação nada mais é que retirar o efeito ressonante de um componente, um rolamento por exemplo. Resumidamente, a técnica analisa uma pequena faixa de ressonância em alta frequência e obtém informações de falha acontecendo numa faixa de baixa frequência (SIEMANN, 2021).

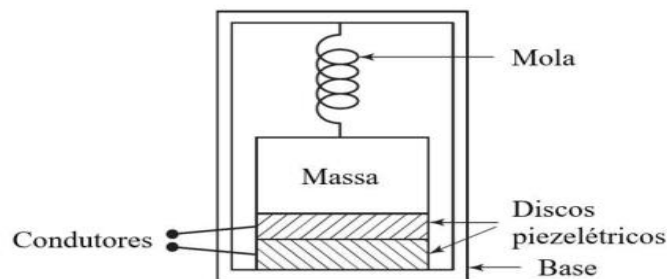
2.3 Acelerômetro piezoelétrico

No processo de medição, as vibrações mecânicas de uma máquina são captadas por um dispositivo chamado de transdutor ou sensor de vibrações, esse converte o sinal de natureza

mecânica (seja deslocamento, velocidade ou aceleração do componente) em uma resposta de saída elétrica (como corrente ou tensão). O acelerômetro é um transdutor sísmico, que segundo Kardec (2009) seu funcionamento básico consiste na segunda Lei de Newton, em que uma força agindo sobre uma massa produz uma aceleração. Quando instalado em uma máquina vibrando, a massa inercial realiza uma força sobre o cristal piezoelétrico, o que produz uma diferença de potencial ou pulso elétrico que é proporcional à aceleração.

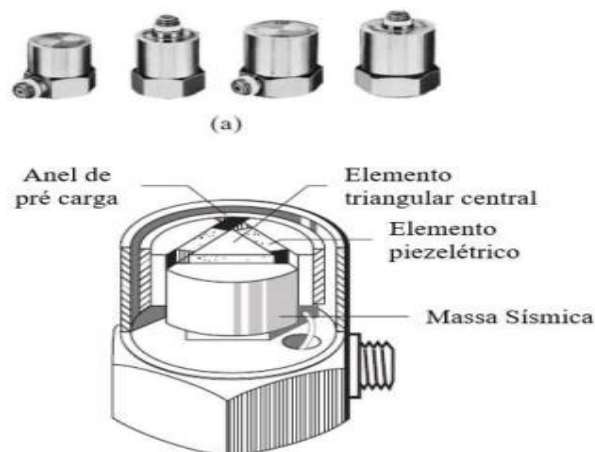
As Figuras 7 e 8 ilustram a construção desse tipo de transdutor, onde podemos observar um sistema massa mola conectado a um material piezoelétrico.

Figura 7 – Concepção básica do acelerômetro piezoelétrico



Fonte: Adaptado de Rao (2008)

Figura 8 – Construção de um acelerômetro piezoelétrico

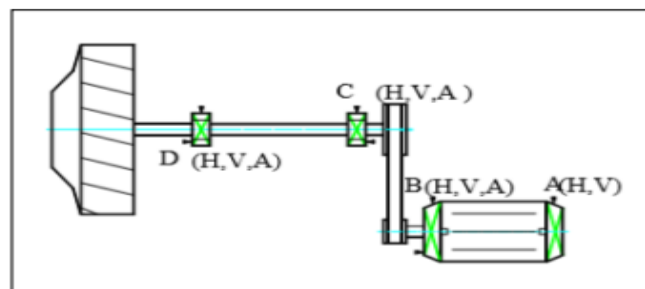


Fonte: Adaptado de Rao (2008)

Das principais vantagens desse transdutor, podemos citar a facilidade de manuseio devido ao seu peso e dimensões reduzidas, robustez do encapsulamento, juntamente com sua boa resistência a altas temperaturas e custos de aquisição moderado.

Os acelerômetros podem ser fixados nas posições axial, radial e vertical. Devendo sempre ser acoplados em uma base plana do equipamento, não havendo essa base deve-se fixar uma base de metal para realizar esse acoplamento. Como mostra a Figura 9 esses pontos devem seguir uma ordem, saindo do mancal do lado oposto do acoplamento da unidade acionadora, com os demais pontos definidos de acordo com o fluxo de energia no sistema (BALDISSARELLI E FABRO, 2019).

Figura 9 – Pontos de medição



Fonte: Baldissarelli e Fabro (2019)

2.4 Controle da vibração

Existem três maneiras de controlar fenômenos vibratórios, a primeira delas é realizando o isolamento da vibração transmitida à estrutura: Introduzindo um amortecimento de maneira a reduzir as vibrações para níveis aceitáveis. A segunda forma está relacionada a alterar a estrutura através de reforços, a fim de mudar a frequência natural. A última maneira se volta para a eliminação das fontes, ou seja, substituição de peças, balanceamento, alinhamento, ajustes de bases soltas e etc.

2.5 Mecanismos de falha

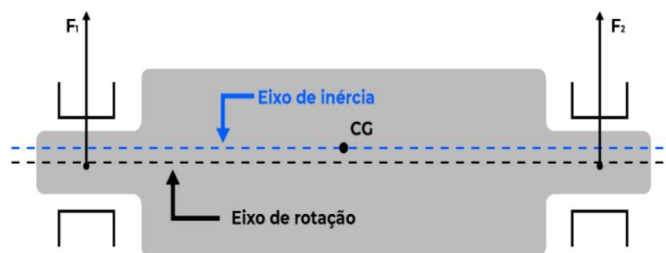
2.5.1 Desbalanceamento

Esse fenômeno ocorre quando existe uma distribuição desigual de massa em torno da linha central do eixo de rotação, ou seja, o centro de massa e o centro de rotação não coincidem. O desbalanceamento em um eixo irá ocorrer quando o Eixo Principal de Inércia (EPI) e a Linha de Centro Geométrica (LCG) não forem coincidentes. EPI e LCG são duas linhas, a primeira

representa a linha de centro que o rotor deveria rotacionar se esse não estivesse restrito a rolamentos, a segunda é linha de centro física do rotor.

Baseado em Girdhar (2004), podemos afirmar que o desbalanceamento pode ocorrer de três formas distintas, caracterizados pela análise de vetores das forças de reação nos mancais. A primeira forma trata-se de um desbalanceamento estático, estabelecido quando o EPI é paralelo a LCG, como mostra a Figura 10.

Figura 10 – Desbalanceamento estático

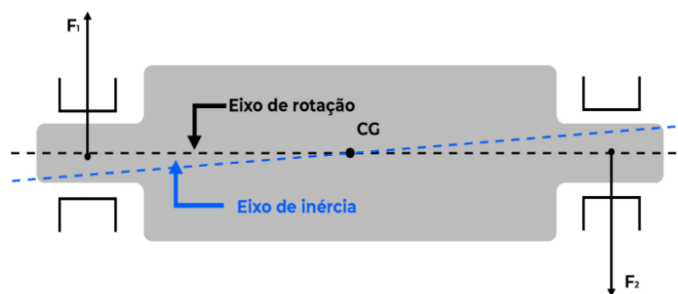


Fonte: Página da TRACTIAN

Disponível em: < <https://traction.com/blog/guia-das-vibracoes-e-analise-espectral-desbalanceamento>>. Acesso em 20 de março.2022.

A segunda é denominada como duplo desbalanceamento, ocorrendo quando as linhas se interceptam em seus centros.

Figura 11 – Duplo desbalanceamento

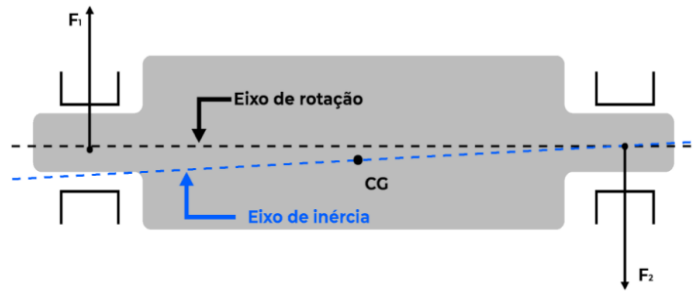


Fonte: Página da TRACTIAN

Disponível em: < <https://traction.com/blog/guia-das-vibracoes-e-analise-espectral-desbalanceamento>>. Acesso em 20 de março.2022.

A terceira forma é uma combinação das duas anteriores, conhecida como desbalanceamento dinâmico. Caracterizado pela situação em que as linhas não se interceptam no centro de gravidade e não estão paralelas.

Figura 12 – Desbalanceamento dinâmico

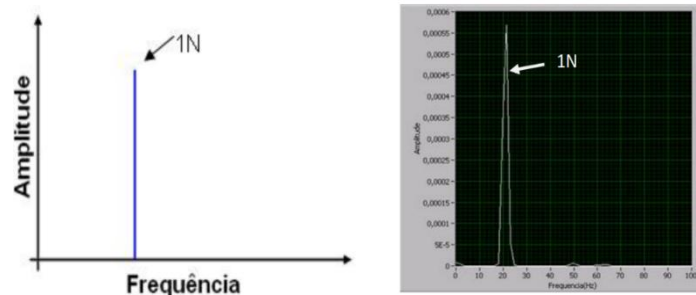


Fonte: Página da TRACTIAN

Disponível em: < <https://traction.com/blog/guia-das-vibracoes-e-analise-espectral-desbalanceamento>>. Acesso em 20 de março.2022.

Esse tipo de falha é identificado no espectro de frequências como um pico de valor igual ao valor da rotação do eixo, como mostra a Figura 13. Não havendo presença de harmônicas, sendo a amplitude proporcional a medida de desbalanceamento com tendência de sempre crescer ao passar do tempo.

Figura 13 – Representação do desbalanceamento no espectro de frequência



Fonte: Bandeira (2010)

2.5.2 Desalinhamento

Das origens de vibrações mecânicas, essa é bem semelhante ao desbalanceamento no aparecimento da correspondente a rotação do equipamento, se diferenciando no surgimento de múltiplos da correspondente, o dobro ou triplo da velocidade de rotação no espectro. Outra diferenciação das vibrações oriundas de desbalanceamento e desalinhamento vem de suas componentes máximas. No caso do desalinhamento, vemos a presença de componentes com amplitude máxima no sentido axial, enquanto no desbalanceamento observamos vibrações com componentes máximas radiais (Nepomuceno, 2018).

Na prática, normalmente encontramos a combinação dos dois tipos de desalinhamento existentes. O angular, caracterizado por uma angulação entre as linhas de centro dos dois eixos,

e o paralelo, quando essas linhas são paralelas, no entanto deslocadas entre si. Respectivamente como mostra a Figura 14.

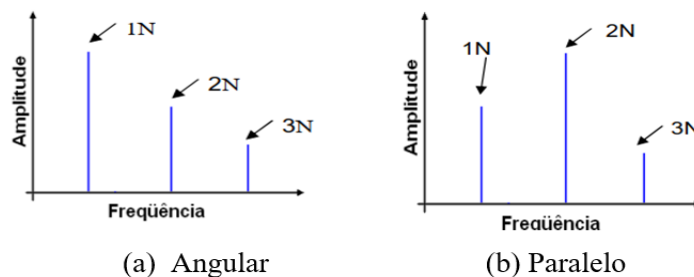
Figura 14 – Tipos de desalinhamento



Fonte: Adaptado de Holanda (2016)

A caracterização com relação a vibrações para o desalinhamento angular, é a alta vibração axial. No espectro de frequência essa vibração característica axial, aparecerá como a correspondente de rotação e duas ou três vezes ela, como mostra o item (a) da Figura 15. No desalinhamento paralelo é característico observar no espectro dois impactos por revolução, um a cada 180° na direção radial. Gerando frequência de duas vezes a correspondente de rotação com maior amplitude (b).

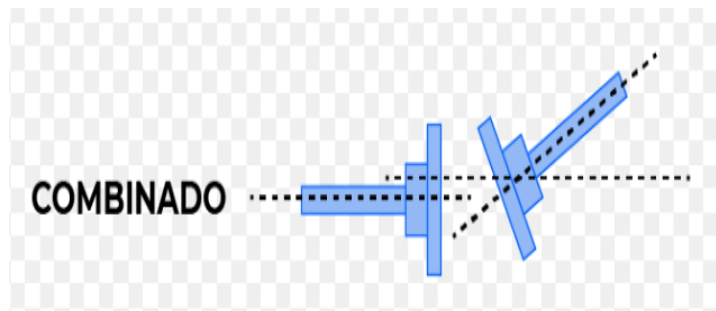
Figura 15 – Representação do desalinhamento no espectro de frequência



Fonte: Adaptado de Bandeira (2010)

O desalinhamento combinado exposto na figura 16, apresenta predominância de vibração na direção axial em uma e duas vezes a correspondente de rotação.

Figura 16 – Desalinhamento combinado



Fonte: Página da TRACTIAN

Disponível em: < <https://traction.com/blog/desalinhamento-de-eixos-e-os-perigos-para-seu-equipamento> >.

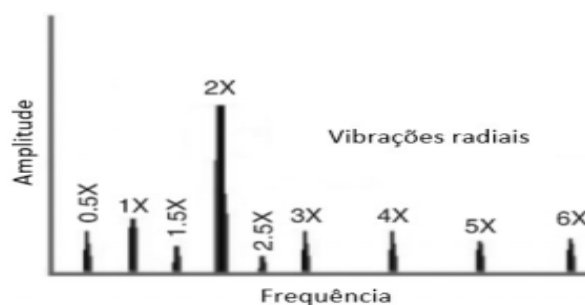
Acesso em 25 de março.2022.

2.5.3 Folgas mecânicas

Existe sempre um espaço livre entre as partes rotativas e partes fixas da máquina, que são previstas no projeto. Esse espaço é definido como ajuste, o que acontece é que com uso surge o aparecimento de folgas. Segundo Nepomuceno (1989), é necessário que exista uma diferença de dimensões entre duas peças que deslizam entre si, destinado a preservar uma película de lubrificante entre elas. Ele ainda relata que essa diferença é conhecida como ajuste, que tende a aumentar além do necessário com o uso, constituindo a folga mecânica entre componentes internos. Podendo ainda serem observadas afrouxamentos (perda de rigidez) entre partes como caixa de mancal, base e pé de apoio.

No caso de existência de folgas entre componentes internos, como por exemplo, entre um eixo e um rolamento, irá gerar um sinal de vibração em vários harmônicos, como mostra a Figura 17. Inicialmente o que se deve fazer é acompanhar a evolução do espectro de frequência, pelo fato de que no início da folga o que se pode ver é um realce no 1º harmônico, e à medida que essa aumenta o primeiro harmônico reduz com aumento dos demais, até o aparecimento de sub harmônicos fracionados.

Figura 17 – Falha por folga interna



Fonte: Girdhar (2004)

Na condição em que a máquina apresenta uma folga por perda de rigidez, que está associado a uma falha estrutural do piso ou das fixações, a evidência no espectro de frequência é de um harmônico. E para que seja realizado um diagnóstico de falha é sugerido que se realize uma inspeção nas condições de apoio da máquina.

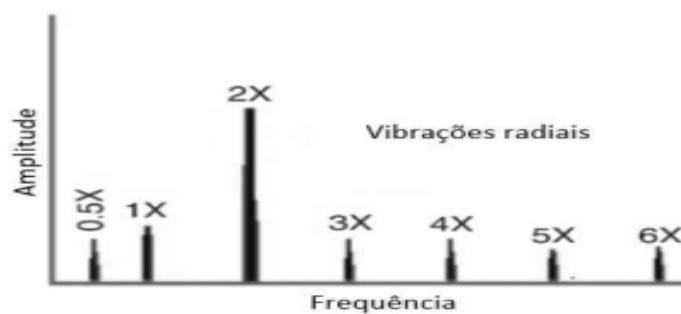
Figura 18 – Falha por folga perda de rigidez



Fonte: Girdhar (2004)

Na segunda tipificação de afrouxamento, teremos problemas de fixação que podem ser confundidos com problemas de balanceamento e alinhamento. O recomendado é que durante as medições de vibração se faça ajustes, com a justificativa de observar as variações que ocorrem e também evitar que um ponto de fixação gere torções no maquinário, podendo gerar problemas por desalinhamento ou flexão do eixo (SIEMANN, 2021).

Figura 19 – Falha por folga de fixação

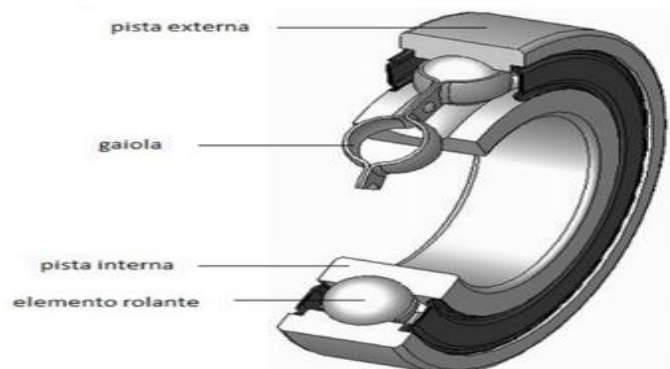


Fonte: Girdhar (2004)

2.5.4 Falhas de rolamentos

É sabido que rolamentos são constituídos por quatro partes fundamentais: pista externa e interna, os elementos girantes e a gaiola. Quando falamos em falhas de rolamentos cada uma das partes anteriormente relatadas apresentará frequências características e identificáveis na análise de espectro.

Figura 20– Componentes de um rolamento



Fonte: Google imagens

Tais frequências, são descritas pelas equações a seguir:

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

$$BPFI = \frac{n f_r}{2} \left\{ 1 + \frac{d}{D} \cos \theta \right\} \quad (15)$$

$$FTF = \frac{f_r}{2} \left\{ 1 - \frac{d}{D} \cos \theta \right\} \quad (16)$$

$$BSF = \frac{D}{2d} \left\{ 1 - \left(\frac{d}{D} \cos \theta \right)^2 \right\} \quad (17)$$

Onde;

n - Numero de elementos girantes (esferas, rolos ou agulhas);

f_r - Frequência de rotação do eixo;

d – Diâmetro do elemento girante;

D – Diâmetros entre os centros dos elementos girantes;

θ - Ângulo de contato em graus.

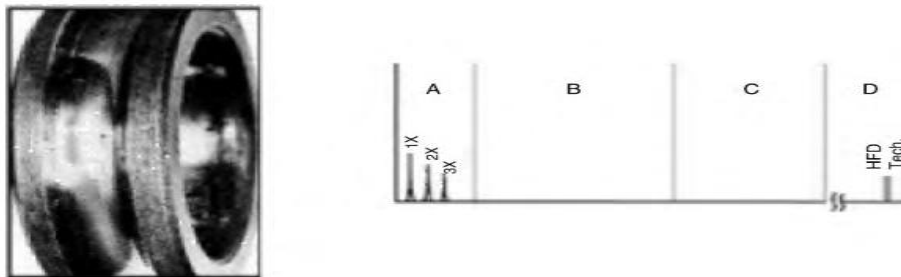
O que ocorre no processo de degradação, é um início numa das partes principais com alastramento para as demais partes do rolamento, essa evolução é dividida em quatro estágios de acordo com Girdhar (2004) até chegar à falha definitiva. Essa divisão também é vista no

espectro de frequência de envelope em regiões A, B, C e D. Onde, em cada uma delas será observado características das falhas.

- Região A- Frequência de rotação do equipamento e seus harmônicos;
- Região B- Frequências de falhas de rolamentos (BPFI, BPFO, FTF, BSF);
- Região C- Frequências de ressonância do rolamento;
- Região D- Início do desgaste.

No estágio inicial é observado os primeiros indícios de desgaste, em regiões de frequências ultrassônicas de aproximadamente 20 a 60KHz (região D). Na estrutura do rolamento, tem-se o desgaste inicial nas pistas, que perdem o aspecto de novo ficando com uma coloração opaca e acinzentada, como mostra a Figura 21 (GIRDHAR, 2004).

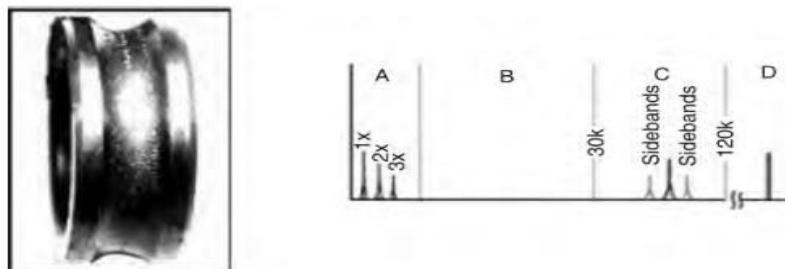
Figura 21- Estágio inicial de desgaste em um rolamento



Fonte: Girdhar (2004)

No segundo estágio surgem pequenos pontos de defeitos na pista, em consequência disso, ocorrem choques nos componentes internos, excitando frequências naturais acompanhadas de bandas laterais na região C, com aumento na amplitude do espectro da zona D. Como mostra a Figura 22 que segue.

Figura 22- Pontos de remoção de material evidenciados no rolamento e espectro

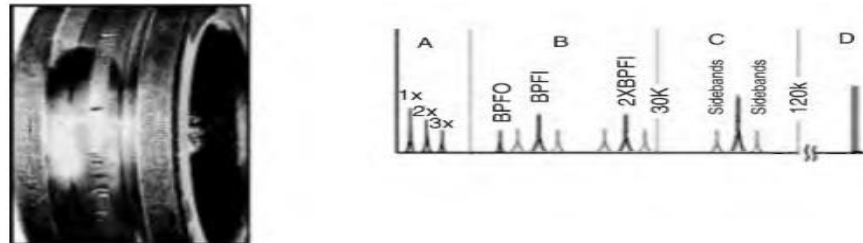


Fonte: Girdhar (2004)

No estágio seguinte, teremos uma evolução dos pontos de desgaste do segundo estágio, ou seja, um aumento de tamanho e quantidade de defeitos. Evidencia-se no espectro as

frequências características de falha do rolamento e suas harmônicas (região B), bem como um aumento no número de harmônicas e bandas laterais. Na região D a amplitude do espectro continua a crescer e agora é evidente o aumento de temperatura no mancal de rolamento.

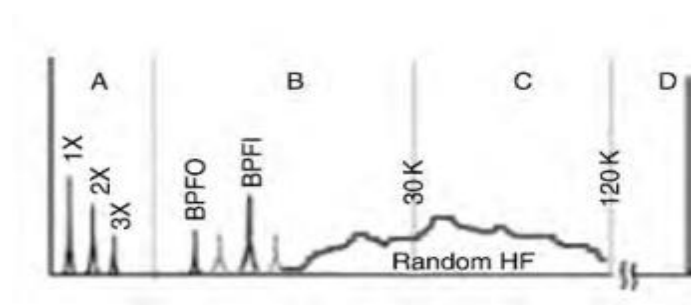
Figura 23- Aumento dos pontos de desgaste



Fonte: Girdhar (2004)

Na última etapa, acontece a descamação da pista do rolamento, isso devido a junção dos defeitos anteriores. No espectro observamos o aparecimento de sinais randômicos gerando instabilidade no componente, sendo percebido aumento de temperatura e ruído (regiões B e C) nos componentes do equipamento. As amplitudes do patamar de ruído e da região D decrescem, mas antes da falha ocorrerá um crescimento excessivo dessas amplitudes. Nesse estágio a vida útil é de aproximadamente 1%.

Figura 24- Desgaste severo na pista



Fonte: Adaptado de Girdhar (2004)

2.5.5 Falha de engrenagens

Como relatado anteriormente, as falhas de engrenagens vão apresentar harmônicos de baixa frequência e regiões de alta frequência em resultado da ressonância gerada pelo contato de vários dentes das engrenagens. Segundo Girdhar (2004), um espectro de frequência normal

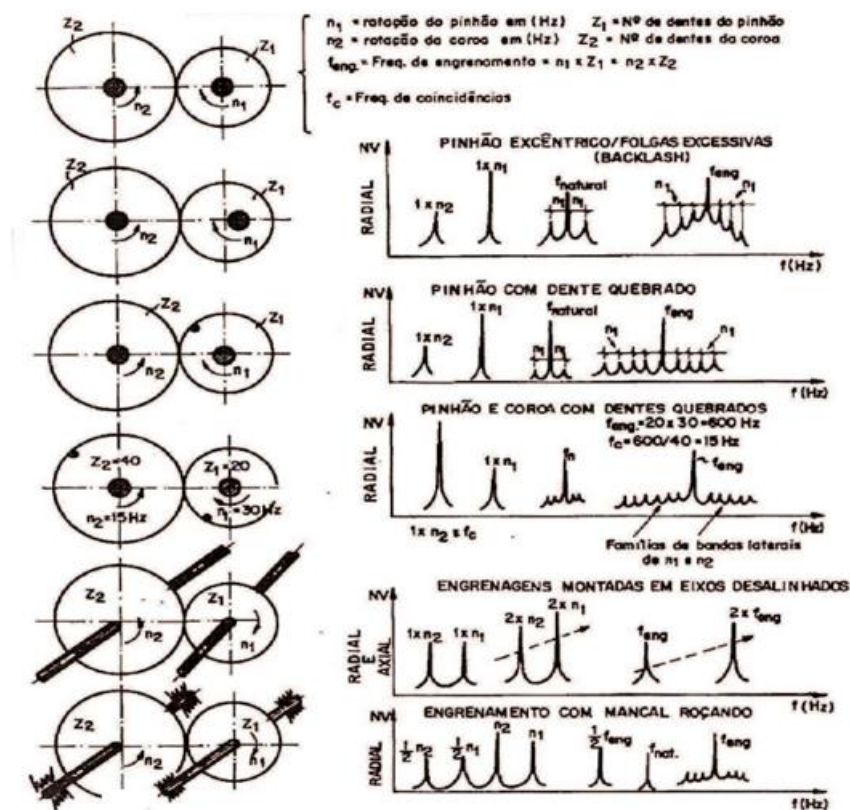
de um redutor evidenciará harmônicos de uma e duas vezes a rotação do eixo medido, e ainda a frequência de engrenamento (GMF) com bandas laterais referentes às frequências de rotação do eixo ao qual a engrenagem está associado.

A frequência de engrenamento pode ser calculada, pela fórmula que segue:

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

As diferentes falhas em engrenagens irão se apresentar no espectro com algumas características gerais como mostra a Figura 24, nela podemos ver que temos frequências GMF ampliadas, juntamente com suas bandas laterais e picos de frequências naturais mais distribuídas por todos os espectros ilustrados.

Figura 25- Tabela de diagnostico para engrenagens



Fonte: Holanda (2016)

As formas particulares com que cada defeito se apresenta no espectro de frequência é bem definida por Siemann (2021), apontando que, para o caso particular de desgaste dos dentes da engrenagem tem-se uma tendência de aumento das bandas laterais da GMF. A evolução desse desgaste chegando ao ponto de gerar folgas e excentricidades, excitará frequências

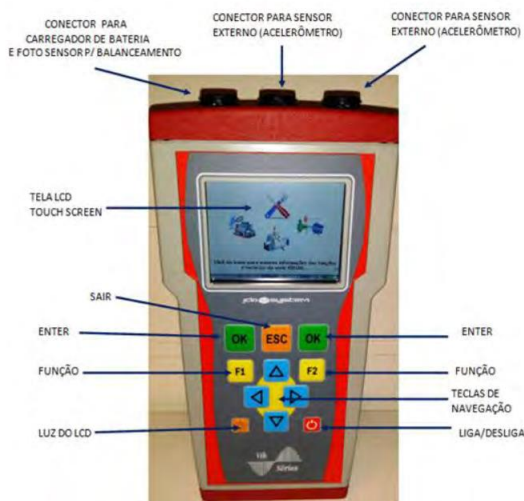
naturais com aumento da amplitude da GMF, que serão moduladas pela rotação da engrenagem pareada. Relata ainda que, para o caso de carga em excesso sobre os dentes, será observado um aumento da amplitude da GMF que só apresentará preocupação caso as bandas laterais também aumentem.

O clássico desalinhamento entre engrenagens pareadas, evidência uma harmônica da GMF de segunda ordem ($2 \times \text{GMF}$) ou maiores, com amplitudes superiores a própria GMF. No caso de quebra de dentes, pode ser visto no espectro a formação de famílias de bandas laterais na GMF.

3 RESULTADOS E DISCUSSÕES

O acompanhamento deve ser realizado de forma subjetiva (com base nos sentidos) e objetiva com o auxílio do VIB-100 ou VIB-200 séries, com monitoramento off-line (*in loco*), realizado de forma pontual.

Figura 26- Analisador de vibração



Fonte: Manual da HOTTEC

Segundo as indicações da ABNT NBR 10082, os pontos para que seja feita uma coleta de dados adequada em partes não rotativas (medida absoluta) dos equipamentos, são as partes estruturais que respondam as forças dinâmicas dos elementos rotativos próximas a localização do rolamento, ou seja, em mancais, rolamentos ou parte que responda bem as forças geradas. A recomendação normativa com relação a posição do transdutor é que seja tomada medições em 3 direções perpendiculares entre si. Duas medidas radiais, preferencialmente na vertical e horizontal, e uma medida axial em relação ao eixo rotativo.

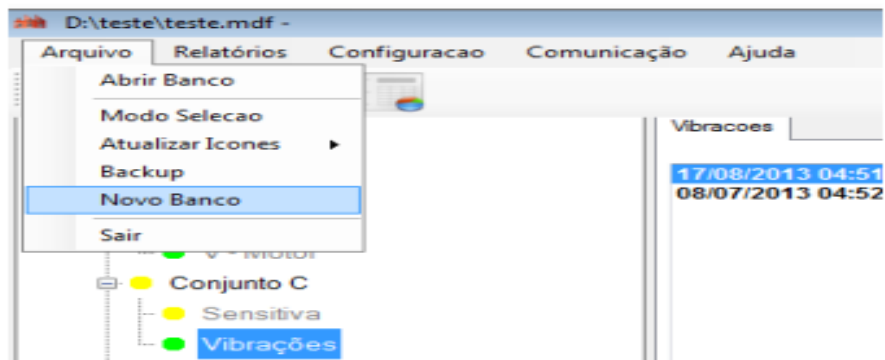
Para criar uma rota de medição deve-se primeiro realizar o download da versão gratuita do Software Sigpred, que é um software de Pós-Processamento, que permite análise, criação de rotas, gerenciamento e bancos de dados das análises de vibrações coletadas nas inspeções com validade de trinta dias.

Deve-se primeiro criar o banco de dados da análise de vibração, esse banco de dados será a pasta onde vai ficar armazenado todas as informações da máquina ou equipamento, juntamente com a rota criada para a medição.

No programa do Sigpred, seguir o caminho:

- Menu > Arquivo > Novo banco

Figura 27- Bando de dados

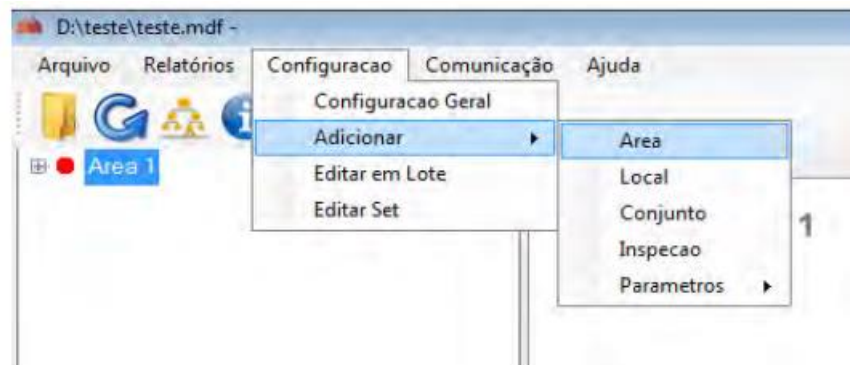


Fonte: Manual da HOTTEC

Agora é só inserir o título de forma a identificar aquela medição específica e selecionar em que local deve ser salvo no computador. O próximo passo é criar a estrutura de medição, deve-se abrir o banco de dados criado e em seguida iniciar a criação da árvore, como segue abaixo.

O primeiro nível é a área, localização macro: fábrica ou setor.

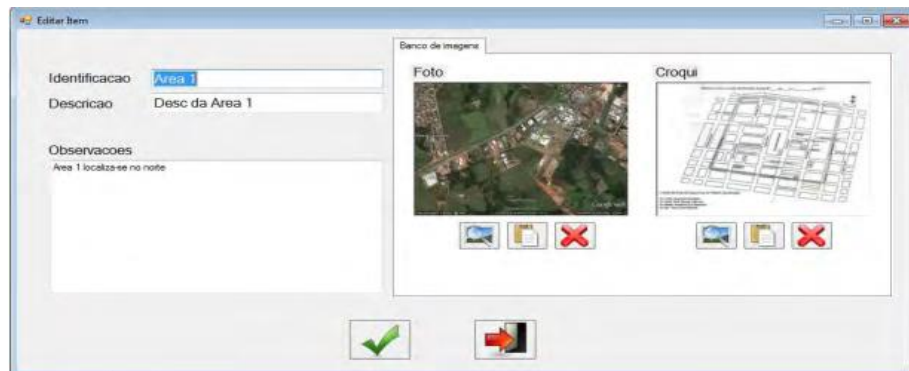
Figura 28- Criando a estrutura em árvore



Fonte: Manual da HOTTEC

Será exibido uma tela, como segue.

Figura 29- Bando de dados-Área



Fonte: Manual da HOTTEC

Nessa tela deve-se inserir o título da área, descrição, observações necessárias e imagens que auxilie. Para os outros três níveis restantes, deve-se seguir a mesma metodologia de criação.

2º Nível- Local (Sub localização ou departamento);

3º Nível- Conjunto (Máquina ou Equipamento);

É importante preencher a aba especificações.

Figura 30- Bando de dados-Especificações do conjunto

Fonte: Manual da HOTTEC

No equipamento A, é inserido o acionador ou motor de um dado conjunto. No B o movido ou acionado. Se no sistema analisado não existir a parte acionada deixa o campo B em branco. Existe a opção de pesquisar e adicionar as informações do equipamento inserido, como resultado temos uma tela semelhante a que segue;

Figura 31- Especificações do conjunto

Fonte: Manual da HOTTEC

4º Nível- Inspeção (Vibração).

O próximo passo é criar os pontos de medição, como segue;

- Configuração > Adicionar > Parâmetros > Vibrações.

Figura 32- Ponto de medição

Fonte: Manual da HOTTEC

A tela acima deve ser preenchida de acordo com as necessidades da análise de vibração. Esse procedimento deve ser realizado para todos os pontos de medições seguindo os padrões da preditiva.

Roteiro de utilização do analisador e coletor de dados de vibração:

Antes de começar a utilizar de fato o aparelho, é muito importante que se faça uma leitura no guia rápido de boas práticas, para evitar manuseio indevido. Logo em seguida, deve-se realizar o acoplamento do cabo USB, onde o mesmo deve ser conectado no primeiro conector da esquerda para direita na parte superior do coletor, sua fixação é de forma rosqueada. Devido a isso, atenta-se para não retirar o cabo puxando-o. Em seguida podemos ligar o aparelho, deve-se pressionar o botão de ligar por 03 segundos e aguardar o sistema inicializar. Após iniciar o sistema é possível que a data e hora tenham que ser atualizadas, para isso, deve-se entrar na Aba configuração ir na opção GERAL, realizar e salvar as alterações.

É importante ressaltar que ao navegar sobre os itens teremos informações sobre os mesmos no rodapé do visor, tonando o manuseio mais acessível para os usuários.

Com a estrutura da máquina criada no software Sigpred conforme manual e o sistema do analisador de vibrações devidamente ligado com o cabo USB conectado, o próximo passo se dá em carregar a rota para o coletor utilizando o cabo.

Após conectar o cabo USB, tem-se que carregar a rota direto do Sigpred. Nesse procedimento o coletor deve estar ligado na tela inicial, o USB conectado ao computador e o coletor não pode ser manuseado. Após isso, deve-se verificar no computador se o coletor está

conectado como disco local, com a confirmação o software Sigpred deve ser aberto e a aba comunicações devem ser acessada para que a rota seja carregada ao coletor, a opção Carregar/Descarregar no software abre a tela que permite acessar o coletor para transferir rotas. Ao carregar ou descarregar as rotas no analisador de vibração é necessário desligar e ligar o aparelho, esse procedimento informa ao analisador de vibração que está mudando do modo de comunicação (transferência) para o modo de coleta de dados.

O ativo que será analisado trata-se da fresadora ferramenteira, marca Clark e modelo 4VSEa (Figura 27), operando em até 3600 rotações por minuto, de construção robusta e barramento vertical e transversal prismáticos retangulares extralargos. Apresentando um cabeçote com variação de velocidades controlada eletronicamente através de inversor de frequência, cuja a rotação pode ser visualizada através de um painel galvanômetro e variada por meio de potenciômetro localizado no painel de comando. Munida ainda de lubrificação centralizada, sistema de refrigeração, morsa com base giratória, leitura digital nos eixos (X, Y, Z) e avanço automático da mesa nos eixos transversal (Y) e longitudinal (X), e motorização no eixo (Z).

Figura 33- Fresadora ferramenteira Clark modelo 4VSEa



Fonte- Manual de instruções da Clark

A ABNT NBR 10082 recomenda que as medições sejam realizadas nas partes expostas do motor e acoplamento da fresa, pontos de fácil acesso localizados próximos aos mancais com superfícies rígidas, em duas direções ortogonais entre si. Totalizando assim, cinco pontos de medições na fresa, sendo eles vertical e horizontal na parte não acoplada do motor, seguido de mais uma medição horizontal no corpo que cobre a transmissão (cabeçote variador de velocidades) e mais dois pontos vertical e horizontal na parte rígida nas proximidades da árvore.

As medições realizadas são medidas globais de velocidade (RMS/ Valor eficaz) e forneceram uma vibração total do ponto de coleta, determinando o estado geral do equipamento, ou seja, não fornece tipo ou localização do problema. As medidas de vibração podem ser enquadradas a ABNT NBR 10082 e devidamente classificadas de acordo com a zona de severidade das vibrações e classe do suporte.

Figura 34- Identificação dos pontos de medição referentes a parte principal da fresadora ferramenteira



Fonte: Próprio autor

4 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Apesar da manutenção preditiva está em uma crescente na indústria, é notável a falta de matérias nacionais de estudos aprofundados no tema. O que nos leva a buscar por bases internacionais que possa proporcionar uma maior riqueza de detalhes a respeito da manutenção preditiva com base na análise de vibrações, que consiste numa das principais ferramentas para determinar a condição de um equipamento.

O porquê de adotar a manutenção preditiva está associado ao ponto econômico. O ponto que o mercado atual busca, maximizar os lucros e reduzir os custos envolvidos. Esse tipo de manutenção agrega muitos efeitos econômicos positivos dentro de uma planta industrial. Aumentar a eficiência dos reparos é um deles, reduzindo desperdícios de peças e também o estoque associado. A diminuição da gravidade dos problemas que aumenta a confiabilidade da planta é outro ponto chave da manutenção preditiva. Em consequências de um aumento de eficiência e confiabilidade, tem-se, custos menores, aumento da produtividade e uma melhor qualidade na manutenção.

Fica entendido que dentro de um programa de manutenção o grande desafio está em encontrar o equilíbrio entre as estratégias dentro de uma linha de produção. Na parte introdutória é relatado em quais situações cada tipo de manutenção deve ser empregue, que devem ser conciliadas com base na classificação dos equipamentos. A classificação consiste em analisar os possíveis cenários para cada tipo de equipamento, como cada uma dessas situações irá impactar no sistema produtivo, custos de uma substituição, quais os danos gerados por uma falha dentro da planta, perdas produtivas ou até perda do ativo.

Podemos concluir que, em uma correta análise de vibração dentro da manutenção preditiva, trará assertividade de atuação em uma grande faixa de modos de falha de um ativo. O trabalho foi um sucesso mediante ao entendimento da temática aqui desenvolvida, agregando grande valor aos meus conhecimentos acerca da manutenção em geral e a aplicação específica com a análise de vibração.

4.1 TRABALHOS FUTUROS

- Determinar o estado inicial da máquina com auxílio de um analisador de vibração;
- Determinar os parâmetros de alarme para possíveis intervenções;

REFERÊNCIAS

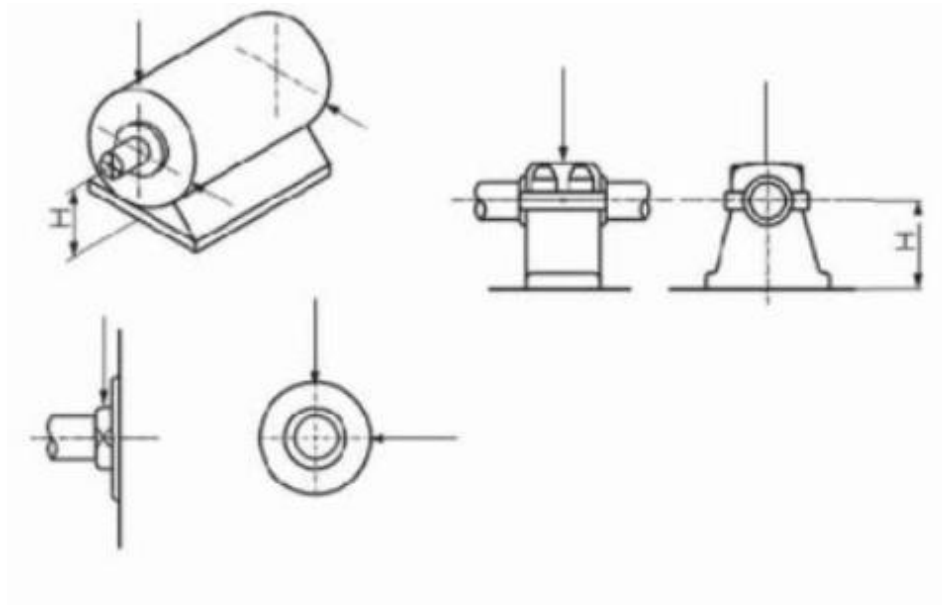
- Associação Brasileira de Normas Técnicas. **ABNT NBR 10082: Ensaio não destrutivo - análise de vibrações - avaliação de vibração mecânica de máquinas com velocidades de operação de 600 rpm a 5 000 rpm.** 3. ed. Rio de Janeiro: ABNT, 2021.
- Associação Brasileira de Normas Técnicas. **ABNT NBR 5462, “Confiabilidade e manutenibilidade”**, ABNT, Rio de Janeiro, 1994.
- Associação Brasileira de Normas Técnicas. **ABNT NBR 10272: Ensaio não destrutivo - análise de vibrações -Medição e avaliação da severidade das vibrações mecânicas de maquinas elétricas rotativas.** 2. ed. Rio de Janeiro: ABNT, 2013.
- Associação Brasileira de Normas Técnicas. **ABNT NBR 10273: Ensaio não destrutivo - análise de vibrações -Requisitos para instrumentos de medição de severidade de vibração de máquinas.** 2. ed. Rio de Janeiro: ABNT, 2013.
- BALDISSARELLI, Luciano; FABRO, Elton. **Manutenção preditiva na indústria 4.0.** Scientia Cum Industria, V.7, N.2, PP.12 -22, 2019.
- GIRDHAR, P., SCHEFFER, C. **Machinery vibration analysis & Predictive Maintenance.** Burlington: Elsevier, 2004.
- HOLANDA, Sandra Maria Santos. **Aplicação da manutenção preditiva por análise de vibrações em equipamentos de três urbanos com plano de manutenção proposto.** 2016. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2016.
- SIQUEIRA, Iony Patriota de. **“Manutenção centrada na confiabilidade”.** Rio de Janeiro: qualitymark editora, 3ª edição, 2014.
- KARDEC, Alan; NASCIF, Júlio. **Manutenção: Função Estratégica.** 3.ed. Rio de Janeiro: Qualitymark: Petrobras, 2009.
- KELLY, S. G. **Mechanical Vibrations: Theory and Applications.** Edição SI, Stamford: Carnage Learning, 2012.
- NEPOMUCENO, Lauro Xavier. **Técnicas de manutenção preditiva.** v.1.1.ed., 9ª. Reimpressão. São Paulo: Edgar Blucher, 1989.
- NEPOMUCENO, Lauro Xavier. **Técnicas de manutenção preditiva.** v.2. São Paulo: Edgar Blucher, 1989.
- RAO, Singiresu S. **VIBRAÇÕES MECÂNICAS.** 4. ed. São Paulo: Pearson Education - Br, 2008.
- SIEMANN, Gustavo Mello. **Análise de vibração: Estudo da técnica e aplicação pratica em uma indústria siderúrgica.** 2021. Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2021.
- SOTELO JUNIOR, J.; FRANÇA, L. N. F. **Introdução às vibrações mecânicas.** São Paulo: Blucher, 2006.

APÊNDICE A – PONTOS DE MEDIÇÃO

A NBR 10082 indica os pontos mais indicados para que seja feita uma coleta de dados adequada em partes não rotativas (medida absoluta) dos equipamentos. Essas devem ser realizadas em partes estruturais que respondam as forças dinâmicas dos elementos rotativos próximas a localização do rolamento, ou seja, em mancais, rolamentos ou parte que responda bem as forças geradas.

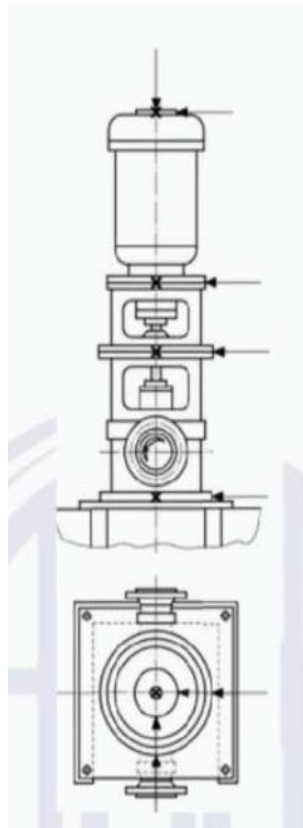
A recomendação normativa com relação a posição do transdutor é que seja tomada medições em 3 direções perpendiculares entre si. Duas medidas radiais, preferencialmente na vertical e horizontal, e uma medida axial em relação ao eixo rotativo, como mostra a Figura A.1.

Figura A.1- Pontos de medição recomendados para máquinas horizontais



Fonte: ABNT NBR 10082 (2021)

Figura A.2- Pontos de medição recomendados para máquinas verticais



Fonte: ABNT NBR 10082 (2021)

Para os vários tipos de bombas o anexo (A) da ABNT NBR 10082:2021 ilustra exemplos de como deve ser dispostos os sensores para cada modelo especificado.

APÊNDICE B – LIMITES DE OPERAÇÃO

As definições da ABNT NBR 10082 exprimem os limites operacionais de vibração para equipamentos que operam com velocidades de 600 r/min e 5 000 r/min. Para a investigação de um equipamento isso torna possível estabelecer limites aceitáveis de vibração e parâmetros de alerta.

A classificação de máquinas é dividida em dois grupos de potência e flexibilidade dos mancais.

Por potência, temos:

- Grupo 1: Máquinas com potência de 300 kW. As máquinas deste grupo devem ser avaliadas também pela severidade de vibração pela medição de vibração de eixos com uso de sensores sem contato, de acordo com a normalização.
- Grupo 2: Máquinas com potência entre 15 kW até 300 kW. Esses tipos de máquinas usualmente possuem mancais de rolamentos com rotação acima de 600 r/min.

Por flexibilidade dos mancais, temos:

- Montagem rígida
- Montagem flexível

A norma estabelece uma montagem como 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 avaliado. Caso contrário, a montagem é considerada flexível.

A classificação de magnitude de vibração é dividida em zonas de severidade de operação.

- Zona A: Valores de vibração recomendados para as máquinas novas ou recentemente comissionadas;
- Zona B: Máquinas com níveis de vibração classificados dentro desta zona são consideradas aceitáveis para a operação contínua por longo período de operação, sem restrição;
- Zona C: Máquinas com níveis de vibração classificadas dentro desta zona são normalmente consideradas insatisfatórias para a operação contínua por longo período. Geralmente, podem continuar operando por um período limitado de tempo e deve-se programar sua correção;
- Zona D: Níveis de vibração classificados dentro desta zona indicam possibilidades de danos em curto prazo.

Após a definição dos parâmetros de classificação do equipamento e magnitudes de vibração, apresenta-se a tabela que define os limites operacionais esperados pela ABNT NBR 10082.

Figura B.1- Classificação de zonas de severidade de vibração para equipamentos classificados com Grupo I e Grupo II

Classe do suporte	Limite entre as zonas	Valor eficaz mm/s-rms	
		Grupo I	Grupo II
Rígido	A/B	1,1	1,8
	B/C	1,8	2,8
	C/D	2,8	4,5
Flexível	A/B	1,8	2,8
	B/C	2,8	4,5
	C/D	4,5	7,1

Fonte: ABNT NBR 10082