



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
GRADUAÇÃO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

BRENAN MAURÍCIO ANTAS SIQUEIRA

Análise do consumo de energia em máquinas rotativas vibrando

Recife

2023

BRENAN MAURÍCIO ANTAS SIQUEIRA

Análise do consumo de energia em máquinas rotativas vibrando

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, como requisito parcial para obtenção do título de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Tiago Leite Rolim, Prof. Dr. Eng^o

Recife

2023

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do programa de geração automática do SIB/UFPE

Siqueira, Brenan Maurício Antas.

Análise do consumo de energia em máquinas rotativas vibrando / Brenan Maurício Antas Siqueira. - Recife, 2023.

61p. : il., tab.

Orientador(a): Prof. Dr. Tiago Leite Rolim

Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) - Universidade Federal de Pernambuco, Centro de Tecnologia e Geociências, Engenharia Mecânica - Bacharelado, 2023.

1. análise de vibração. 2. espectro de frequência. 3. consumo de energia . 4. manutenção preditiva. I. Rolim, Prof. Dr. Tiago Leite. (Orientação). II. Título.

620 CDD (22.ed.)

BRENAN MAURÍCIO ANTAS SIQUEIRA

**ANÁLISE DO CONSUMO DE ENERGIA EM MÁQUINAS ROTATIVAS EM
FUNÇÃO DAS VIBRAÇÕES MECÂNICAS**

**Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao
Curso de Engenharia Mecânica da Universidade
Federal de Pernambuco, como requisito parcial para
obtenção do título de Graduação em Engenharia
Mecânica.**

Aprovado em: 24/08/2023

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Tiago Leite Rolim (Orientadora)
Universidade Federal de Pernambuco

Prof. Dr. Carlos Augusto do Nascimento Oliveira (Examinador Interno)
Universidade Federal de Pernambuco

Prof. Dr. Alex Elton Moura (Examinador Externo)
Instituto Federal de Pernambuco

**Recife
2023**

AGRADECIMENTOS

Primeiramente a Deus pela força coragem e discernimento que tem proporcionado, para subir cada degrau dessa caminhada, ele não disse que seria fácil, mas disse que posso chegar onde eu quiser e conquistar todos os meus sonhos, desde que não fraqueje e continue caminhado independente da dificuldade. Por nunca ter deixado faltar nada, sempre na hora certa colocando um anjo de sua escolha para que naquele momento de dificuldade acalmasse meu coração.

Aos meus familiares, que sempre estiveram comigo nos momentos mais difíceis e sempre apoiaram minhas decisões e por serem minha maior fonte de inspiração. Sou grato, ao meu pai por toda a sabedoria, educação e experiência passada ao longo dos anos, que me fez chegar até aqui, a minha mãe (*in memoriun*) que sempre esteve presente nas minhas lembranças e no coração durante toda minha caminhada, sei que vai estar sempre ao meu lado, tornando – me cada vez mais forte a cada dificuldade superada e fazendo enxergar que cada momento difícil é um degrau a menos para a conquista dos meus objetivos.

Ao meu orientador Prof. Tiago Rolim, a quem sou eternamente grato, não só pela a orientação desse trabalho, mas por ter confiado e me acolhido em um dos momentos mais difíceis da minha jornada, tornou-se uma referência, um amigo, que tenho uma grande admiração pela pessoa que é, e pelos os aprendizados que tive durante todo esse tempo. Tenho comigo que Deus usou o professor. para me fazer forte, para continuar minha caminhada.

A Casa do Estudante de Pernambuco (CEP), onde fui acolhido todos esses anos, a todos os amigos que fiz e de alguma forma contribuíram e que foram de fundamental importância para que a caminhada chegasse ao fim, e assim um ciclo fosse fechado e outros mais desafiadores fossem abertos.

Por último a “turma” do galpão, Rogério Pontes, Alex Moura, José Carlos, José Orlando e ao professor Carlos Augusto, por cada conversa, cada conselho e palavras de motivação e exemplos de determinação e perseverança, pela paciência que tiveram e pelo crescimento, pessoal e profissional que cada um me proporcionou.

Sem mais palavras para demonstrar tamanha gratidão, obrigado a todos!

*“Não sou nada.
Nunca serei nada.
Não posso querer ser nada.
À parte isso, tenho em mim todos os sonhos do mundo.”*
Poema a Tabacaria (Fernando Pessoa).

RESUMO

As vibrações mecânicas estão presentes em todos os ambientes, faz parte do cotidiano, mas às vezes tornam-se imperceptíveis pelo fato de ser tão comum, por exemplo, quando toca violão, no ventilador, no funcionamento do motor do carro, da moto, no ônibus, no metrô, nas turbinas de avião, são algumas das fontes de vibração que estão presentes no dia a dia. Quando se observa os polos industriais os números dessas fontes tornam-se maiores, e quase sempre estão associados a um gasto para empresa, seja por desgaste prematuro das peças de equipamentos, seja tempo de máquina parada para fazer o reparo em um equipamento que falhou de forma inesperada, seja pelo aumento no consumo de energia. Com tudo, a análise das vibrações emitidas por essas fontes, podem gerar dados importantes para elaboração de planos de manutenção preditiva que facilite as tomadas de decisão e seja capaz de reduzir as despesas para essa indústria. Diante disso, este trabalho usa as normas ISO 10816-1/2372, a VDI-2056, a ISO 13373 que apresentam os métodos e procedimentos que são utilizados para fazer as coletas dos dados, para posteriormente serem analisadas, as principais causas de vibração que levam uma máquina a vibra, como a vibração está relacionada com o aumento do consumo de energia, os parâmetros que devem ser medidos e analisados, a influência da frequência no rendimento do motor elétrico, quanto aumenta o consumo de energia em um sistema trabalhado com níveis de vibração superior aos estabelecidos pelas normas e qual é o aumento percentual do consumo de energia. Os métodos propostos pelas normas foram aplicados em uma bancada didática de análise de vibração, esta foi submetida a quatro cenários diferentes, balanceada e alinhada, só desbalanceada, só desalinhada, desalinhada e desbalanceada. Para cada cenário foi medido o nível de vibração a potência consumida e calculado o consumo de energia elétrica. Posteriormente esses valores foram comparados com o consumo da energia, com a bancada na condição de níveis de vibrações admissíveis, conforme normas. Assim, calculando os aumentos percentuais do consumo de energia que variaram de 15 % com o desbalanceamento a 64 % com desalinhamento, foi possível concluir que máquinas rotativas quando apresentam um grau de vibração acima do estabelecido pelas normas consomem uma quantidade de energia significativa, com agravante do comprometimento da integridade de seus componentes.

Palavras-chave: análise de vibração; espectros de frequência; consumo de energia; manutenção preditiva.

ABSTRACT

Mechanical vibrations are present in all environments, they are part of everyday life, but sometimes they become imperceptible because they become so common, for example, when playing the guitar, the fan, the operation of the car engine, the motorcycle, on the bus, in the subway, in airplane turbines, are some of the sources of vibration that are present in everyday life. When looking at industrial hubs, the number of sources becomes greater, and is almost always associated with an expense for the company, whether due to premature wear of equipment parts, or machine downtime to repair equipment that has failed. unexpected way, either due to an increase in energy consumption. However, the analysis of emissions emitted by these sources can generate important data for the development of predictive maintenance plans that facilitate decision-making and are capable of reducing expenses for this industry. Therefore, this work uses the standards ISO 10816-1/2372, VDI-2056, ISO 13373 which present the methods and procedures that are used to collect data, for later observations, the main causes of vibration that cause a machine to vibrate, how vibration is related to increased energy consumption, the parameters that must be measured and analyzed, the influence of frequency on the performance of the electric motor, how much energy consumption increases in a work system with vibration levels exceeding specifications by standards and what is the percentage increase in energy consumption. The methods proposed by the standards were applied to a didactic vibration analysis bench, which was subjected to four different scenarios, balanced and aligned, unbalanced, misaligned, misaligned and misaligned. For each month, the vibration levels of the power consumed were calculated and its energy consumption was calculated, subsequently these values were compared with the values from the bench in satisfactory operating conditions, thus calculating the percentage increases in energy consumption that varied from 15% with the unbalance at 64% with misalignment, it was possible to conclude that rotating machines that present a degree of vibration above that predicted by standards consume a significant amount of energy and compromise the integrity of their components, thus improving their performance.

Keywords: Vibration analysis, Frequency spectra, Energy consumption, Predictive maintenance.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Evolução da Vibração	17
Figura 2: Tabela Norma ISO 2372/10816-1.....	20
Figura 3: Tabela Norma VDI 2056.....	20
Figura 4: Amplitudes do sinal.....	23
Figura 5: Pontos e direções de medidas	26
Figura 6: Pontos de medições.....	26
Figura 7: Fontes de Frequência.....	27
Figura 8: Desbalanceamento Estático.....	28
Figura 9: Desbalanceamento Dinâmico.....	29
Figura 10: Desbalanceamento Conjugado.....	29
Figura 11: Desalinhamento Angular	30
Figura 12: Desalinhamento Radial (paralelo).....	31
Figura 13: Desalinhamento misto.....	31
Figura 14: Diretrizes para Tolerância de Alinhamento de Eixos.....	32
Figura 15: Defeitos de rolamentos.....	33
Figura 16: Problemas de eixo empenado	33
Figura 17: Desalinhamento entre polias.....	34
Figura 18: Cavitação	35
Figura 19: Turbulência.....	35
Figura 20 - Ressonância.....	36
Figura 21- Fluxograma.....	39
Figura 22 – Detector - III	40
Figura 23 – Alicata Wattímetro	41
Figura 24 – Bancada didática	41
Figura 25 - Ponto- Motor Horizontal LA-1800 rpm.....	45
Figura 26 - Ponto- Mancal Horizontal LA-1800 rpm.....	46
Figura 27 - Ponto- Mancal Horizontal LOA-1800 rpm.....	46
Figura 28 – Potência medida com o rotor balanceado – 1800 rpm	47
Figura 29 - Ponto- Motor Horizontal LA-3000 rpm.....	47
Figura 30 - Ponto- Mancal Horizontal LA-3000 rpm.....	48
Figura 31: Ponto- Mancal Horizontal LOA-3000 rpm	48
Figura 32 - Potência medida com o rotor balanceada - 3000rpm	49

Figura 33 - Ponto- Motor Horizontal LA-3000 <i>rpm</i>	50
Figura 34 - Ponto- Mancal Horizontal LA-3000 <i>rpm</i>	51
Figura 35 - Ponto- Mancal Horizontal LOA-3000 <i>rpm</i>	51
Figura 36 - Ponto- Motor Axial LA-1800 <i>rpm</i>	52
Figura 37 - Ponto- Mancal Axial LA-1800 <i>rpm</i>	53
Figura 38 - Ponto- Motor- Radial Horizontal- LA-1800 <i>rpm</i>	53
Figura 39 - Ponto- Motor- Radial Vertical- LA-1800 <i>rpm</i>	54
Figura 40 - Ponto- Mancal- Radial Vertical- LA-1800 <i>rpm</i>	55
Figura 41 - Ponto- Mancal- Axial - LA-1800 <i>rpm</i>	55

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 – Componentes da Bancada	42
Quadro 2 - Dados da bancada com o rotor alinhada e o rotor balanceada	44
Quadro 3 - Dados da bancada com o rotor alinhada e o rotor desbalanceada	50
Quadro 4 - Dados da bancada com o rotor desalinhada e o rotor balanceada	52
Quadro 5 - Dados da bancada com o rotor desalinhado e o rotor desbalanceado	54
Quadro 6 - Quadro para comparação das potências	57
Quadro 7 – Perdas e percentuais	57

SUMARIO

1	INTRODUÇÃO	12
	OBJETIVOS	14
	Objetivo Geral	14
	Objetivos Específicos	14
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	15
	BREVE HISTÓRICO DA ANÁLISE DE VIBRAÇÃO	15
	Primeiro Avanço	15
	Segundo Avanço.....	15
	Terceiro Avanço.....	15
	Quarto Avanço.....	16
	Quinto Avanço	16
	Geração da Indústria 4.0.....	17
	VIBRAÇÃO MECÂNICA.....	18
	Conceitos Básicos de Vibração	18
	PRINCIPAIS NORMAS TÉCNICAS APLICAVEIS	19
	PARAMETROS E TECNICAS DE MEDIÇÃO	21
	Escolha dos parâmetros	23
	Deslocamento, Velocidade e Aceleração.....	24
	Características do Sensor.....	25
	Pontos de Medição.....	25
	ALGUNS DEFEITOS E RESPECTIVOS EXPECTROS DE FREQUÊNCIA.....	27
	Desbalanceamento	28
	Desalinhamento	30
	Defeitos de rolamentos	32
	Problemas de Empenamento de Eixo	33
	Desalinhamento entre Polias.....	34
	Cavitação	34
	Turbulência	35
	Ressonância	36
3	METODOLOGIA	37
	CONFIGURAÇÕES	37

	Configuração 1	37
	Configuração 2	38
	Configuração 3	38
	FLUXOGRAMA.....	39
	COLETA DE DADOS NA BANCA DIDÁTICA.....	39
	Descrição dos Equipamentos e <i>software</i>	39
	Bancada Didática	41
4	RESULTADOS E DISCURSÕES	44
	BANCADA ALINHADA E BALANCEADA	44
	BANCADA ALINHADA E DESBALANCEADA	49
	BANCADA DESALINHADA.....	52
	BANCADA DESALINHADA E BALANCEADA	54
	RESULTADOS.....	56
5	CONCLUSÃO	58
6	BIBLIOGRAFIA	59

1 INTRODUÇÃO

Ao longo da história, o homem sempre buscou desenvolver novas tecnologias que lhe proporcione melhores condições de trabalho com o mínimo de esforço, permitindo-lhe realizar tarefas complexas no menor tempo possível. Por essa razão, atualmente, tem-se as mais diversificadas máquinas para os mais variados tipos de serviços. Diante disso, por conseguinte, foi surgindo a preocupação em conservar e manter essas máquinas em bom estado, funcionando a maior parte do tempo da sua vida útil, dessa forma surge o conceito de manutenção, que por definição é “o ato ou efeito de manter” ou “o dispêndio com a conservação de alguma coisa” (SHIGLEY; MISCHKE, 2005; BUENO., 2010; GARCIA, 2005; BUENO et al., 1989; STANDARD, 1974; BOBBERT et al., 1967).

A preocupação em verificar o consumo da energia elétrica por máquinas rotativas vibrado e a curiosidade em analisar como as principais causas de vibração, se relacionam com esse fato, e a possibilidade de que uma possível aplicação desse trabalho na indústria, seja possível mensurar o impacto no custo de produção devido o consumo de energia, encabeçam as principais razões para o desenvolvimento deste trabalho (SHIGLEY; MISCHKE, 2005; BUENO., 2010).

Com isso, busca-se entender o impacto da vibração no consumo de energia elétrica, apresentar informações dos custos adicionais na conta de energia comparado o funcionamento da máquina rotativa vibrado com a máquina funcionando em condições normais de trabalho. Tendo em vista que a vibração mecânica afeta a vida útil das máquinas, aumentando o desgaste de seus elementos como, mancais, rolamentos, eixos, conexões, entre outros que comprometem o seu funcionamento, o equacionamento do consumo da energia elétrica, versus níveis inadmissíveis para as vibrações, esse estudo é justificado pela possível redução de custo e aumento da disponibilidade dos equipamentos, quando a causa da vibração for eliminada. Associam-se as técnicas de análise de vibração, a uma forma de reduzir custo de produção e garantir a qualidade do produto, reduzindo de forma significativa às paradas não programadas que geram os maiores custos para indústria (SHIGLEY; MISCHKE, 2005; GARCIA, 2005).

Atualmente, existe uma preocupação em reduzir as perdas e o consumo excessivo de energia nas plantas industriais. Essa preocupação surge quando se tem a consciência, que esse consumo de energia tem um impacto financeiro no custo de produção e eleva valor do produto final. Entre as diversas causas, responsável por esse consumo de energia acredita-se que esteja a vibração de máquinas rotativas, este trabalho aborda como tema a análise de consumo de energia associado às máquinas rotativas vibrando (SHIGLEY; MISCHKE, 2005; BUENO., 2010; GARCIA, 2005).

Na contemporaneidade, é quase impossível que se tenha um parque industrial, de pequeno, médio ou grande porte que não tenha uma máquina rotativa. Diversos equipamentos como, compressores, bombas, turbinas, elevadores, etc. Todas essas máquinas apresentam pelo menos uma parte rotativa ligada a um motor elétrico, de combustão ou a algum mecanismo que transforme movimento linear em rotativo. Com isso surge o problema, como relacionar a análise de vibração em máquinas rotativas com o consumo de energia (BUENO., 2010; GARCIA, 2005).

O objetivo geral deste trabalho é analisar o consumo de energia devido a vibração em máquinas rotativas. Diante disso avaliar se, é possível correlacionar as causas analisadas de vibração ao consumo de energia, tendo em vista que a máquina rotativa vibrando consome mais energia e perde potência útil (BUENO., 2010).

Em uma primeira análise, tem-se que identificar as informações apresentada pelos espectros de vibração e da potência disponível da bancada, fazendo uso dos equipamentos, coletor de sinais de vibração e voltímetro, os quais possuem extensões como sensores e cabos que são utilizados para coletar os sinais que serão analisados. Esses sinais informam as amplitudes do movimento, deslocamento, velocidade e aceleração, tanto no tempo como na frequência, bem como a amplitude da potência consumida em tempo real.

Desse modo é preciso ter um conhecimento prévio das informações apresentadas pelos espectros, para que se tenha um bom entendimento da leitura dos dados coletados e buscar a melhor relação entre eles (BUENO., 2010; GARCIA,2005).

Este trabalho vai usar como base para coleta de dados, uma bancada didática para estudos de desalinhamento, desbalanceamento e vibrações mecânicas em máquinas rotativas acopladas, desenvolvida em uma dissertação de mestrado, (CAVALCANTE, 2017).

Os dados serão coletados com a bancada funcionando em três configuração, a primeira é considerando que a bancada estava sujeita apenas as vibrações residuais e seus níveis dentro das especificações estabelecidas pelas normas. A segunda a terceira e a quarta configurações, a bancada foi levada a condições de vibração que extrapolam os valores padronizados pela a normas ISO 10816-1, 1995. Essa norma estabelece medidas aceitáveis para um bom funcionamento. Serão analisados quatro cenários, o primeiro é a bancada funcionando em condições aceitáveis de operação com os níveis de vibração controlado, o segundo cenário foi feito o desbalanceamento do rotor que compõe a bancada, que pode ser visto na Figura 24, em diferentes rotações. No terceiro cenário o rotor foi desalinhado e por último a rotor foi colocado nas condições de desalinhado e desbalanceado.

Com isso, busca-se analisar quanto o consumo de energia pode aumentar, quando uma máquina rotativa estiver trabalhando com a vibração mecânica acima dos valores recomendados pelas normas. As principais fontes de perturbação foram às causas citadas anteriormente, desse modo o impacto dos demais modos de vibração como, falhas de rolamento, eixos empenados, desgastes de elementos rotativos, diferentes tipos de acoplamentos, etc. Pode ser tema para trabalhos futuros.

OBJETIVOS

Objetivo Geral

Objetivo geral deste trabalho será analisar o consumo energia em máquinas rotativas operando com valores de vibração acima dos limites estabelecido nas normas. Com o foco em saber o aumento percentual do consumo de energia.

Objetivos Específicos

Como objetivos específicos têm-se:

- Utilizar equipamentos adequados para medir a vibração e a potência disponível;
- Medir as vibrações mecânica de uma bancada de análise de vibração nas seguintes condições com o rotor alinhado e balanceado, com o rotor desbalanceado, com o rotor desalinhado e por último o rotor desalinhado e desbalanceado;
- Relacionar o consumo de energia de máquinas rotativas aos diferentes níveis de vibração;
- Ser capaz de sugerir medidas corretivas a partir da análise dos espectros para reduzir as vibrações presentes em máquinas rotativas;

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

BREVE HISTÓRICO DA ANÁLISE DE VIBRAÇÃO

Segundo (MITCHELL, 2007), especialista em estratégia para otimizar a vida e a utilização de ativos focado na análise de vibração e na utilização do **CBM** “*Condition Based Maintenance*” ou manutenção preditiva, a evolução da análise de vibração passa por 5 grandes avanços.

Primeiro Avanço

A primeira utilização da medição de vibração voltada para monitorar a condição de uma máquina rotativa foi realizada por (“*T.C Rathbone*”) em 1939 através de um artigo intitulado de “*Vibration Tolerannce*”. A partir desse estudo foi introduzido um guia para gestão de ativos através dos critérios de severidades e do monitoramento de vibrações para máquinas rotativas de aproximadamente 1 Hz até 120 Hz (FILHO, 2013; MITCHELL, 2007).

Segundo Avanço

O grande avanço nesse segundo momento 1953 foi a introdução da análise da frequência de vibração. Inicialmente, a amplitude era a única forma de análise para a vibração. Com as medições de frequência e padrões de frequência, foi possível começar a detectar a natureza de um defeito e não somente a presença do mesmo (FILHO, 2013; MITCHELL, 2007).

Terceiro Avanço

A terceira grande evolução para as medições de vibração voltadas para manutenção preditiva, ocorre no final dos anos 60, com o conceito de monitoramento do deslocamento de eixos rotativos problemas em eixos e mancais e sua proteção por sensores, que foi implementado por (“*Don Bently*”) e (“*Don Wilhelm*”).

A partir desse estudo foram desenvolvidas as principais normas que fazem especificações sobre esse assunto:

- ISO 2372, Vibração mecânica de máquinas operando com velocidade de 10 rps até 200 rps (rotações por segundo). Foi implementada e evoluiu para a ISO 10816, Vibração Mecânica- Avaliação de vibração através de medições em partes não rotativas.
- ISO 3945, Medição e avaliação da seriedade de vibração em grandes máquinas rotativas, operando com velocidade de 10 rps até 200 rps. No tópico seguinte

será detalhado mais sobre as principais Normas (STANDARD, 1974; FILHO, 2013; SHIGLEY; MISCHKE, 2005).

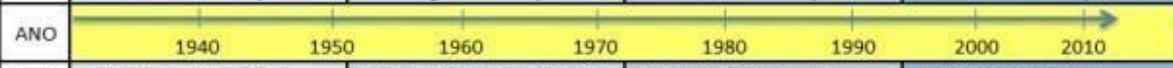
Quarto Avanço

Nessa geração a principal evolução nos anos 70 foi a introdução da FFT (“*Fast Fourier Transform*”) em equipamentos de análise de vibração. Essas novas máquinas tinham o tamanho e peso muito menores comparados com as antigas e realizam a transferência do domínio do temporal para frequência digitalmente em um “*display*” integrado (GARCIA, 2005; FILHO, 2013; NORTON; KARCZUB, 2003).

Quinto Avanço

A quinta e última inovação citada por (MITCHELL, 2007), o que permitiu o avanço na área de medição e monitoramento de vibração, foi o advento da era digital, que permitiu a criação de máquinas portáteis que são capazes de armazenar os dados gerados pelo conversor FFT, melhora a qualidade das imagens dos espectros de vibração, desse modo permitindo melhor interpretação dos valores medidos, também permitindo maior facilidade na coleta dos dados pelo operador (FILHO, 2013). A Figura 1 mostra essa evolução.

Figura 1: Evolução da Vibração

EVOLUÇÃO DA MANUTENÇÃO				
	Primeira Geração	Segunda Geração	Terceira Geração	Quarta Geração
ANO				
Aumento das expectativas em relação à Manutenção	- Conserto após a falha	- Disponibilidade crescente - Maior vida útil do equipamento	- Maior confiabilidade - Maior disponibilidade - Melhor relação custo-benefício - Preservação do meio ambiente	- Maior confiabilidade - Maior disponibilidade - Preservação do meio ambiente - Segurança - Influir nos resultados do negócio - Gerenciar os ativos
Visão quanto à falha do equipamento	- Todos os equipamentos se desgastam com a idade e, por isso, falham	- Todos os equipamentos se comportam de acordo com a curva da banheira	- Existência de 6 padrões de falhas (Nowlan & Heap e Moubray)	- Reduzir drasticamente falhas prematuras dos padrões A e F. (Nowlan & Heap e Moubray)
Mudança nas técnicas de Manutenção	- Habilidades voltadas para o reparo	- Planejamento manual da manutenção - Computadores grandes e lentos - Manutenção Preventiva (por tempo)	- Monitoramento da condição - Manutenção Preditiva - Análise de riscos - Computadores pequenos e rápidos - Softwares potentes - Grupos de trabalho multidisciplinares - Projetos voltados para a confiabilidade - Contratação por mão de obra e serviços	- Aumento da Manutenção Preditiva e Monitoramento da Condição - Minimização das Manutenções Preventiva e Corretiva não Planejada - Análise de Falhas - Técnicas de Confiabilidade - Manutenibilidade - Engenharia de Manutenção - Projetos voltados para confiabilidade, manutenibilidade e Custo do Ciclo de Vida - Contratação por resultados

Fonte: Kardec e Nascif (2009);

Geração da Indústria 4.0

O estudo *“From Vibration Measurements to Condition Based Seventy Years of Continuous progress”* (MITCHELL, 2007) só vai até 2007, atualmente podemos dizer que a indústria 4.0 está revolucionando todas as áreas de atuação do mercado de trabalho. Hoje é possível fazer o monitoramento de qualquer processo em tempo real. No campo da manutenção não foi diferente, a manutenção preditiva, faz o uso de técnicas como a análise de vibração como uma ferramenta, a qual devido ao avanço tecnológico é possível conectar sensores a máquinas no parque industrial que alimenta bancos de dados em tempo real conectados a computadores ou celulares em escritórios, que são capazes de gerar relatórios do comportamento e desempenho das máquinas ((MITCHELL, 2007); FILHO, 2013; BISHOP; GLADWELL, 1959).

VIBRAÇÃO MECÂNICA

Conceitos Básicos de Vibração

O fenômeno da vibração está presente nos mais diversos campos de aplicação na indústria, envolvendo máquinas rotativas, tais como motores elétricos, compressores, geradores, turbinas a gás, ventiladores, entre outras, até estruturas metálicas de plantas industriais (BUENO et al., 1989; GARCIA, 2005).

Cada um desses sistemas mecânicos mencionados pode apresentar vários modos de vibrações devido a diversas causas, como por exemplo, desalinhamento, desbalanceamento, mancais danificados, bases irregulares do motor “Pé manco”, etc. Porém cada uma com sua “assinatura de vibração”, a qual apresenta as informações características mais precisas sobre as condições de funcionamento do sistema, uma vez que cada componente de uma máquina emite um tipo de aviso ou sinal antes de falhar (BUENO et al., 1989; GARCIA, 2005).

Em busca de padronizar parâmetros para tornar possível o monitoramento de condições de vibração de máquinas e fornecer métodos e procedimentos para processar sinais e analisar dados obtidos de transdutores de vibração conectados a uma máquina em locais selecionados com a finalidade de monitorar o comportamento dinâmico de uma máquina e identificar as causas e quantificar a intensidade de uma vibração foram desenvolvidas Normas por meio de institutos de pesquisas considerados capazes para tal, por exemplo, ABNT (Associação Brasileira de Normas Técnicas), ISO (*International Organization for Standardization*), API (*American Petroleum Institute*), VDI (*Verein Deutscher Ingenieure*) (BUENO et al., 1989; GARCIA, 2005, ISO 13373).

Segundo GARCIA (2005) os níveis de vibração admissíveis para monitoramento de máquinas rotativas têm sido objeto de estudo das diferentes comissões técnicas citadas acima em diferentes países. Dentre eles destaca-se a ISO 2372 de novembro de 1974, que mais tarde foi implementada e evoluiu para ISO 10816, Vibração Mecânica- Avaliação de vibração através de medição em partes não rotativas, a VDI 2056 (“*Verein Deutscher Ingenieure*”), Associação dos Engenheiros Alemães, de outubro de 1964, a ISO 13373 Monitoramento de condições e diagnósticos de máquinas – Monitoramento de condição de vibração, as Normas Militares (“*Military Standard*”). Entre outras que tratam dos fenômenos de vibração mecânica nos mais diversificados processos industriais. (GARCIA, 2005).

PRINCIPAIS NORMAS TÉCNICAS APLICÁVEIS

Ainda, segundo GARCIA, (2005) questionamentos e outras considerações importantes como o campo de aplicação, ponto de medição considerações operacionais durante o teste e escaladas de avaliação, são abordados de forma padronizada por normas que, em essência, apresentam recomendações semelhantes, mudando apenas a forma de abordagem e sua terminologia. Desse modo, a seguir são apresentadas as Normas que fundamentam esse trabalho e suas principais características.

A Norma VDI 2056 chama de grupo K, M, G, T, D, S o que a ISO 2372 (10816) chama de classe I, II, III, IV, V, VI respectivamente, mantendo, porém, praticamente as mesmas classificações de equipamentos e as mesmas faixas de severidade de vibrações como está descrito a seguir e pode-se ver na Figura 2 e Figura 3 que segue (GARCIA, 2005; STANDARD, 1974; BOBBERT et al., 1967).

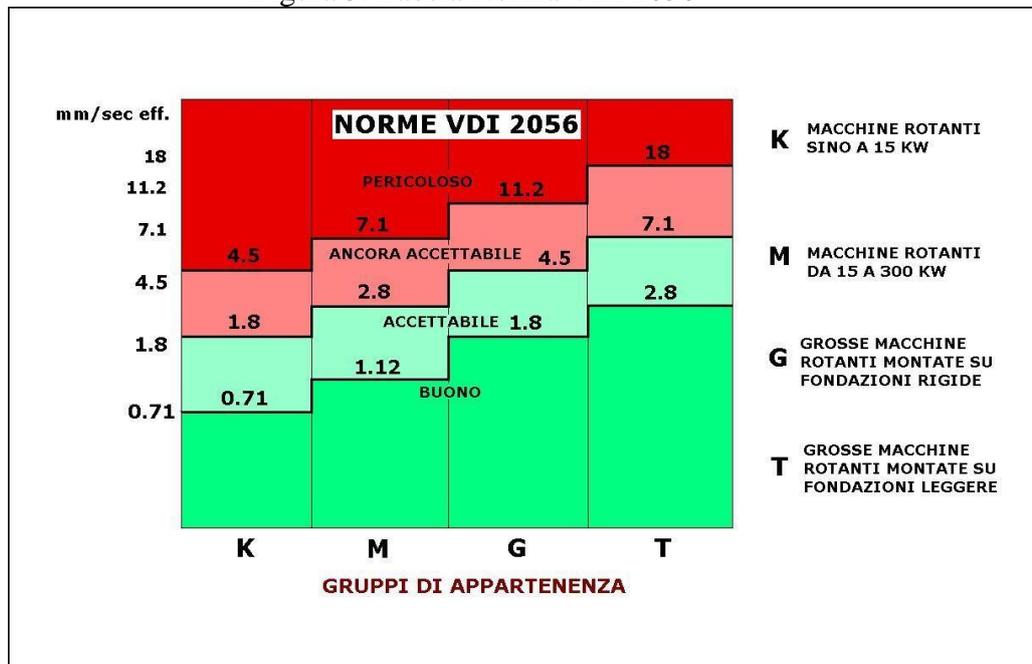
- **Classe I** - Partes individuais de motores e máquinas, conectadas integralmente com sistema completo máquinas em sua condição normal de operação. (Motores elétricos de produção de até **20 HP (15 KW)** são exemplos típicos de máquinas nesta categoria.).
- **Classe II** - Máquinas de tamanho médio tipicamente, motores rigidamente montados ou máquinas em fundações até **400 HP (300 KW)**.
- **Classe III** - Grandes motores principais e outras grandes máquinas com massas rotativas montada sem fundações rígidas e pesada que seja relativamente rígida na direção da medição de vibração.
- **Classe IV** – Máquinas rotativas em geral de qualquer potência e outras máquinas com massas rotativas montadas em fundações flexíveis, isoladoras que são relativamente macias na direção da medida de vibração (por exemplo, grupos turbogeradores, especialmente aqueles com subestruturas leves).

Figura 2: Tabela Norma ISO 2372/10816-1

mm.s ⁻¹ RMS	CLASSE I	CLASSE II	CLASSE III	CLASSE IV
0,28	BOM	BOM	BOM	BOM
0,45				
0,71				
1,12	ACEITÁVEL	ACEITÁVEL	ACEITÁVEL	ACEITÁVEL
1,8				
2,8	SEVERO	SEVERO	ACEITÁVEL	ACEITÁVEL
4,5				
7,1	CRÍTICO	CRÍTICO	SEVERO	SEVERO
11,2			SEVERO	SEVERO
18				
28			CRÍTICO	CRÍTICO
45	CRÍTICO			

Fonte: (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION-10816-1, 1995)

Figura 3: Tabela Norma VDI 2056



Fonte: Norma VDI 2056

As Normas apresentadas fornecem diretrizes gerais a avaliação da máquina por meio de medições em peças não rotativas, na faixa de frequência de rotação do eixo de 10 Hz a 200Hz (600 RPM a 12.000 RPM).

Como pode ser visto na Figura 2 e na Figura 43 acima, essas Normas Técnicas apresentadas atentam, para a severidade, medição e classificação da vibração mecânica de máquinas individuais, e fornecem uma visão geral da gravidade da vibração da máquina que pode ser observada e tende a alertar os usuários da máquina quando existe uma condição anormal com uma máquina (GARCIA, 2005; BUENO., 2010; NORTON; KARCZUB, 2003; ISO 10816; ISO 13373).

A ISO 13373 contém diretrizes para o monitoramento da condição de vibração de máquina, assim como diretrizes para o processamento, análise e apresentação dos dados de vibração obtidos que podem ser usados para diagnósticos, para determinar a natureza ou as causas principais dos problemas (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION-13373, 2002).

As vantagens dos programas de monitoramento, que processa e analisa os sinais de vibração de acordo com os procedimentos especificados na Norma (ISO 13373), são que os operadores de máquinas não apenas serão informados de que uma máquina pode falhar em um determinado momento e que a manutenção precisa ser planejada antes da falha, mas também fornecerá informações valiosas sobre quais necessidades de manutenção a ser planejado e executado (GARCIA, 2005; BUENO., 2010; NORTON; KARCZUB, 2003; ISO 10816; ISO 13373).

PARAMETROS E TECNICAS DE MEDIÇÃO

Nas Normas, o termo severidade de vibração, definido como uma unidade característica compreensível é simples para descrever o estado de vibração de uma máquina, é usado como base de classificação.

No campo das considerações teóricas e de experiências práticas, as medições e análise dos sinais de vibração podem fornecer informações valiosas sobre as condições atuais da máquina e a partir dessas informações, corrigir possíveis defeitos que possa levar a máquina a falhar.

Dessa forma, a análise de vibração é efetuada no momento em que seus níveis atingem os limites pré-estabelecidos, a fim de determinar a causa do problema e sua localização. Esta análise consiste em medir as características de vibração do equipamento (amplitude, frequência, fase etc.) e em seguida comparar estes dados com características conhecidas da máquina, tais

como velocidade de rotação de seus componentes, condições de operação, elementos construtivos, elementos a ela conectados, etc.

Segundo NEPOMUCENO, (2014), no caso da identificação de defeitos através das vibrações, deve-se notar que o estudo e a análise permitem obter informações sobre o quanto e o quê em outras palavras:

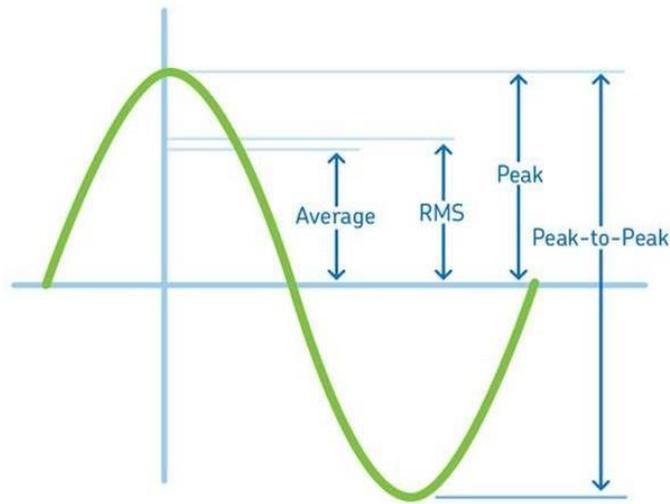
- **Amplitude:** indica o quanto de grave a vibração pode estar podendo se quantificada das mais diversas maneiras, a seguir são apresentadas algumas delas, que podem ser vista Figura 4 que segue;
 - i. Valor médio quadrático (**RMS**), que é obtido através da seguinte expressão:

$$\bar{p} = \sqrt{\left(\frac{1}{T}\right) \cdot \int_0^T P^2(t) dt} \quad (2.1)$$

Onde \bar{p} representa o valor médio quadrático ou valor RMS (*root meansquare*) do sinal $p(t)$. Deve ser observado que o valor RMS estará sempre refletindo um conteúdo de energia do sinal e não valores instantâneos.

- ii. **Valores de pico** são valores máximos instantâneos alcançados pelo sinal a partir do ponto de repouso.
- iii. **Valor pico a pico**, valores máximos instantâneos alcançados pelo sinal e tomados entre o valor de pico máximo positivo e o valor de pico máximo negativo.

Figura 4: Amplitudes do sinal



Fonte: (BRÜEL & KJAER NA HBK COMPANY BKSVM)

- **Frequência:** indica qual componente ou qual região do equipamento que está a frequência detectada;

$$T_s = \frac{1}{f} \text{ (s)} \quad (2.2)$$

$$f = \frac{1}{T_s} \text{ (HZ)} \quad (2.3)$$

- **Fase:** associado à amplitude e a frequência, permite determinar como a anomalia se originou. Dá a causa ou origem da anomalia.

Com isso, são apresentadas as características que descreve a severidade da vibração, que pode ser traduzida como, folga mecânica, níveis de choques de curta duração, relaciona o conteúdo energético e capacidade destrutiva da vibração (BRÜEL & KJAER NA HBK COMPANY BKSVM).

Escolha dos parâmetros

Se estivermos analisando determinada máquina utilizando um acelerômetro, ao detectarmos a aceleração de um movimento vibratório não devemos ficar presos a somente a esse parâmetro, pois com integradores eletrônicos pode-se converter o nível de aceleração em velocidade e deslocamento (BUENO., 2010; GARCIA, 2005; BUENO et al., 1989).

A maioria dos medidores de vibração moderno está equipado para medir os três parâmetros. Ao se avaliar um espectro de frequências com faixa bem ampla é importante à escolha destes parâmetros, especialmente quando houver muitas frequências presentes.

Como já mencionado anteriormente umas das principais características a serem consideradas nas medições de vibrações são as amplitudes que podem ser medidas em deslocamento, velocidade e aceleração. Cada das quais possui vantagens e desvantagens (CHEN e DUAN, 2014), conforme é mostrado no subitem que segue.

Deslocamento, Velocidade e Aceleração.

A medição do **deslocamento** será mais importa para componentes de baixas frequências (na prática, máximo de 3600 rpm ou 60 Hz e geralmente menor que 600 rpm ou 10 Hz) onde as velocidade e aceleração são extremamente baixais. (CHILDS, 1993; BUENO., 2010; BUENO et al., 1989; BISHOP; GLADWELL, 1959).

A mediada da **velocidade** é usualmente na faixa de 60 rpm a 60.000 rpm (rotações por minuto) ou (10 Hz a 1000 Hz) dá a melhor indicação da gravidade da vibração em máquinas rotativas, podendo detectar defeitos a baixa, média e altas frequências (BISHOP; GLADWELL, 1959; BUENO., 2010).

As medições em **aceleração** serão mais importantes no caso de componentes de altas frequências: avaliação de rolamentos são rotações considerando equipamentos de baixíssimas rotações, multiplicadores de velocidade, é a melhor medida para se detectar problemas em altas frequências (acima dos 1000 Hz) (STAFF, 2004; STANDARD, 2003; BUENO., 2010).

É vantajoso escolher o parâmetro que nos forneça o espectro de frequência mais constate (ou mais plano), a fim de utilizar melhor a faixa dinâmica (ou seja, a diferença entre os maiores e menores valores medidos) dos instrumentos de medição. Por essa razão, o parâmetro de velocidade ou aceleração normalmente é selecionado para fins de análise de frequência (CHEN; DUAN, 2014).

Na prática, muitas máquinas têm um espectro de velocidade razoavelmente plana, desse modo a experiência mostra que o valor **RMS** geral da velocidade de vibração, na faixa de frequência mencionada acima, pode determinar um nível de velocidade que corresponde a um determinado nível de energia, vibração em baixas e altas frequências, são ponderadas igualmente do ponto de vista da energia de vibração. Essa energia é dissipada e conseqüentemente pode levar os componentes da máquina a falhar por fadiga. Diante disso a **velocidade** foi o parâmetro selecionado para fins de análise de frequência (CORY, 2010; STANDARD, 1974; BISHOP; GLADWELL, 1959).

Matematicamente temos os parâmetros descritos da seguinte forma:

$$D = X = X_0 \cdot \sin \omega t \quad \text{Deslocamento} \quad (2.4)$$

$$V = \frac{dX}{dt} = X_0 \cdot \omega \cdot \cos \omega t \quad \text{Velocidade} \quad (2.5)$$

$$A = \frac{d^2X}{dt^2} = -X_0 \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t \quad \text{Aceleração} \quad (2.6)$$

Observando as equações apresentadas, nota-se na Eq. (2.6) que a amplitude da aceleração cresce com o quadrado da frequência (ω^2), com isso fica mais perceptível a contribuição da frequência, dando valores amplitudes em aceleração muito superior aos de amplitude de deslocamento, dessa forma fica claro a preferência pelo parâmetro de aceleração para análise de vibração em altas frequências.

Características do Sensor

O sensor usado para fazer as medidas foi o sensor de aceleração piezoelétrico de base magnética algumas características técnicas são apresentadas:

- **Sensibilidade:** é expressa em mV/g . Os sensores mais utilizados estão na faixa de $100mV/g$.
- **Resposta em frequência:** Geralmente começa a responder a partir de $1Hz$, o limite superior de resposta do sensor é tipicamente encontrado valores em torno de $15KHz$.
- **Faixa de medição:** tipicamente está em torno de $\pm 50g$.

Pontos de Medição

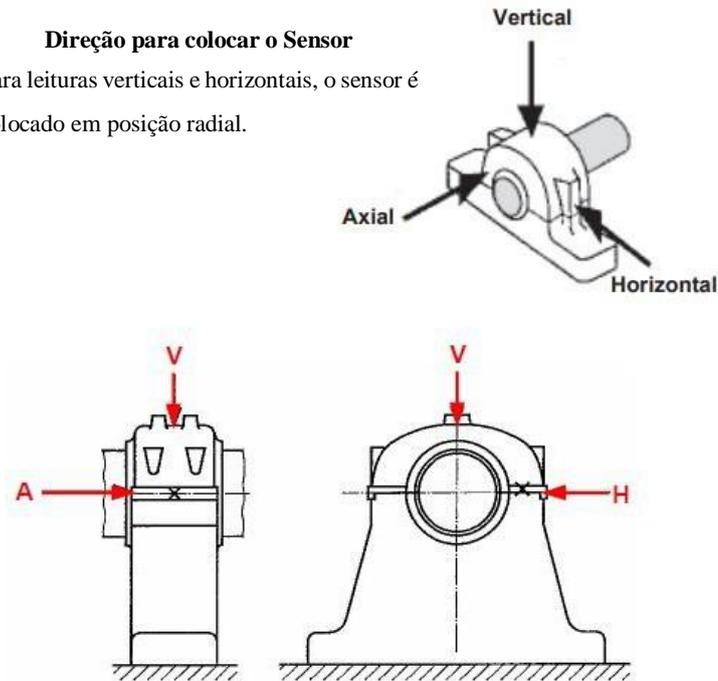
Vale ressaltar a importância da coleta dos dados de forma adequada e a confiabilidade da análise dos resultados. Desse modo, a Norma ISO 10816 também define alguns pontos estratégicos nos maquinários onde os sensores podem ser colocados para monitorar as condições das máquinas e coletar os dados com maior fidelidade das possíveis causas das vibrações (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION-10816-1, 1995).

As Figura 5 e Figura 6, que seguem apresentam os principais pontos e direções que devem ser posicionado o sensor para que a coleta dos dados seja realizada de tal modo que não comprometa a análise dos resultados.

Figura 5: Pontos e direções de medidas

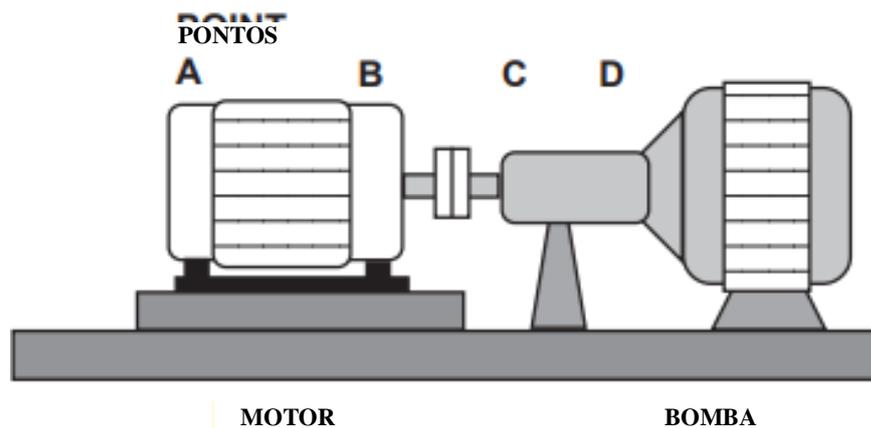
Direção para colocar o Sensor

Para leituras verticais e horizontais, o sensor é colocado em posição radial.



Fonte: Norma ISO 10816-1

Figura 6: Pontos de medições



Fonte: Norma ISO 10818-1

- Ponto A- LOA- Lado oposto ao acoplador, lado do motor;
- Ponto B- LA- Lado do acoplador, lado do motor;

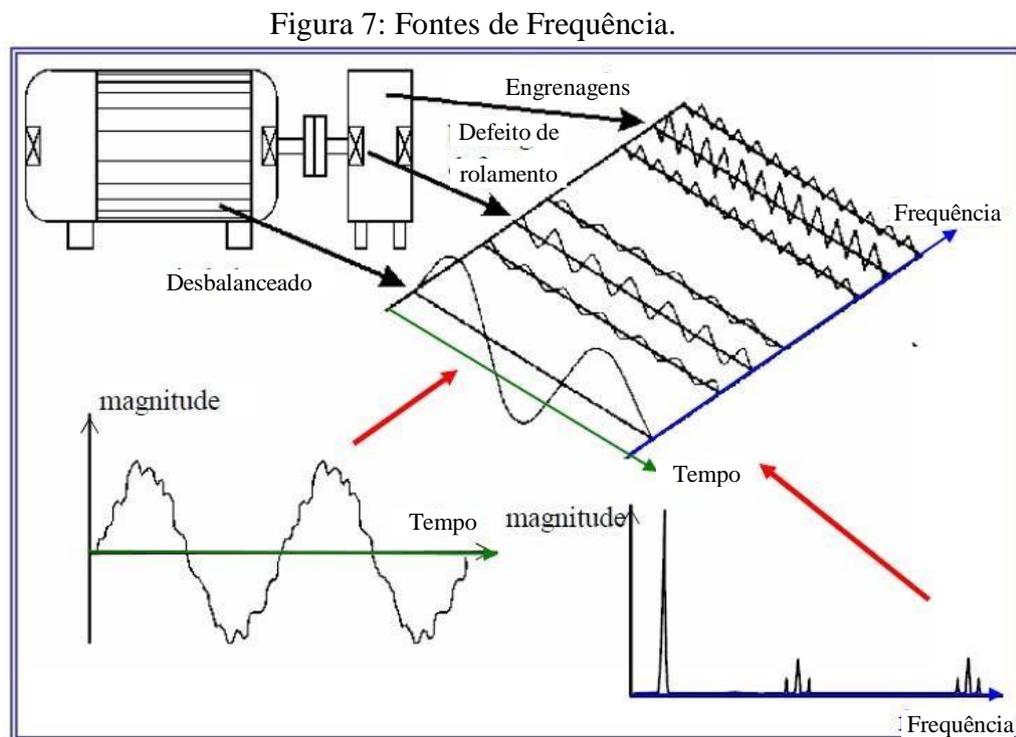
- Ponto C- **LA**- Lado do acoplador, lado da máquina movida;
- Ponto D- **LOA**- Lado oposto ao acoplamento, lado da máquina movida.

ALGUNS DEFEITOS E RESPECTIVOS EXPECTROS DE FREQUÊNCIA

Cada máquina apresenta uma forma características de vibração, em aspecto e nível, dependendo do tipo de projeto, montagem e uso. Porém máquinas do mesmo tipo apresentam variações no comportamento dinâmico e diagnóstico de condições diferentes de vibrações. (GOODMAN, 1964; HOLANDA, 2016).

Cada elemento da máquina induz uma excitação própria gerando formas específicas de vibração. É o caso de mancais (deslizamento ou rolamento), óleos lubrificantes, engrenagens, correias, etc. O comportamento dinâmico da máquina é uma composição das perturbações de todos os componentes, defeitos e das excitações oriundas dos defeitos que são apresentados.

A Figura 7 mostra um exemplo dessa composição das fontes de vibração e a formação dos seus espectros no domínio do tempo e no domínio da frequência.



Fonte: Principle of Frequency Analysis.

Todas as máquinas estão submetidas a níveis aceitáveis de vibração, à medida que a vibração aumenta há uma tendência natural da eficiência da máquina reduzir, junto a isso a qualidade do seu serviço e o seu desempenho. Esse aumento no nível de vibração são manifestações ou sintomas de problemas como desbalanceamento, desalinhamento,

empenamento do eixo, desgastes acelerados, problemas de fluxo e lubrificação (CHILDS, 1993; MITCHELL, 2007b, 2007a; ISO 13373).

Os subitens que seguem irão detalhar um pouco mais sobre alguns desses defeitos que são identificáveis por análise de vibração.

Desbalanceamento

- **Força de Desbalanceamento**

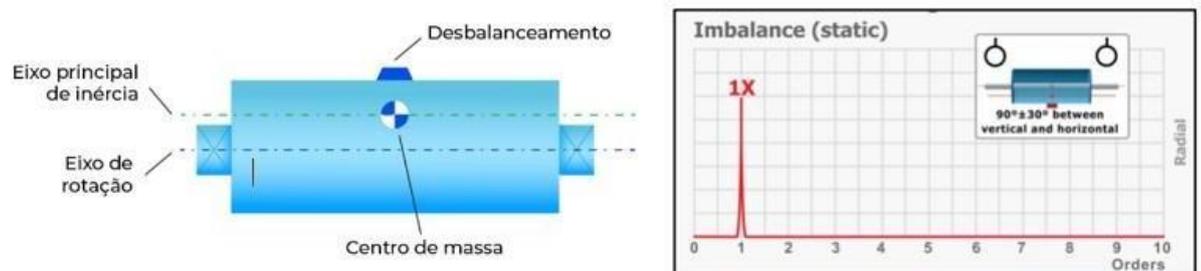
O desbalanceamento é uma das causas mais comuns de vibração. A vibração é causada pela diferença da distribuição de massa do elemento mecânico que esteja sendo analisado, rotor, hélices, eixos, etc. Essa variação da massa gera uma força centrífuga que gera perturbação no sistema, é retratado por apenas um pico de frequência e é exatamente na rotação da máquina isto porque o ponto mais pesado sempre passará o mesmo número de vezes que a rotação (**rpm**) por uma determinada referência (HOLANDA, 2016; BUENO.,2010; BISHOP;GLADWELL,1959).

Os tipos de desbalanceamento, juntamente com algumas causas são descritos e seus respectivos espectros de frequência mostrados nas figuras que seguem.

- **Desbalanceamento Estático**

O desbalanceamento estático existe quando o eixo de massa não coincide com o eixo giratório e é paralelo a ele. Isso também pode ser conhecido como desbalanceamento em um plano. Ou seja, o eixo do centro de massa é deslocado paralelamente ao eixo devido à distribuição não uniforme de massa em torno do eixo de rotação como pode ser na Figura 8 que segue. (RAO, 2008; GARCIA, 2005; SHIGLEY; MISCHKE, 2005).

Figura 8: Desbalanceamento Estático.

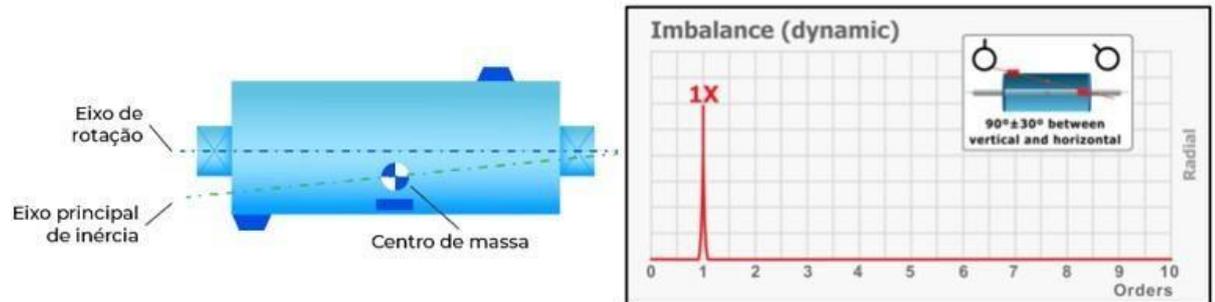


Fonte: TRACTIAN Desbalanceamento/Mobius Institute (2019).

- **Desbalanceamento Dinâmico**

É a condição em que o eixo de massa não coincide com o eixo giratório, não é paralelo a ele e não o intersecta. Esta condição também conhecida como desbalanceamento em dois planos, como pode ser visto na Figura 9. (BUENO et al., 1989; STANDARD, 1974; RAO, 2008).

Figura 9: Desbalanceamento Dinâmico.

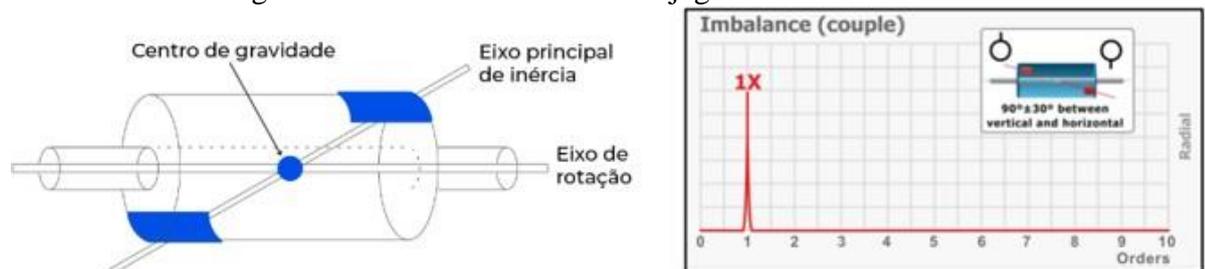


Fonte: TRACTIAN Desbalanceamento/Mobius Institute (2019).

- **Desbalanceamento Conjugado**

O conjugado está presente quando o eixo de massa não coincide com o eixo de rotação, no centro de gravidade do rotor, mas os dois se interceptam na diagonal no centro de gravidade do eixo de rotação.

Figura 10: Desbalanceamento Conjugado.



Fonte: TRACTIAN Desbalanceamento /Mobius Institute (2019).

- **Principais Causas de Desbalanceamento**

- Depósitos de sujeira;
- Desgaste desigual ou corrosão do motor;
- Falta de Homogeneidade do material;
- Excentricidade do cubo;
- Ajuste inadequado entre o cubo/eixo;
- Posição do rasgo de chaveta.

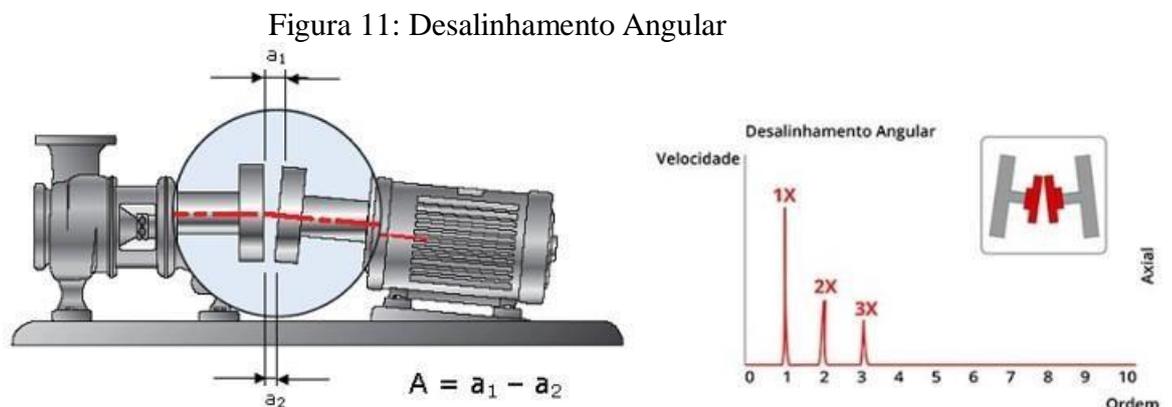
Desalinhamento

O desalinhamento reduz a vida útil de máquinas rotativas e aumenta significativamente a possibilidade de falha por fadiga cíclica, aumenta as forças axiais que atuam na máquina. Como consequências das máquinas desalinhadas (causa raiz da falha), surgem outros transtornos que vão gerar problemas para a manutenção de uma maneira geral e afetar o ciclo de vida útil do equipamento, como por exemplo, algumas falhas secundárias, falhas prematuras de rolamentos, desgastes das vedações e acoplamentos, problemas de aumento da temperatura dos mancais, vazamento excessivo de lubrificantes, alto nível de falhas nos acoplamentos e desgastes mais rápidos dos componentes das máquinas (FILHO,2013;SKF,2023).

Podem ser observados os espectros de referência em componentes de primeira ordem seguida de harmônicos de segunda e terceira ordem e pode ocorrer em componentes de segunda ordem. Podem ocorrer de três formas, **desalinhamento angular**, **desalinhamento paralelo** e **desalinhamento misto** como pode ser visto a seguir (RAO, 2008; FILHO, 2013); FILHO, 2013; BUENO et al., 1989).

- **Desalinhamento Angular**

O desalinhamento angular é a diferença entre as inclinações dos eixos da unidade de acionamento e da unidade acionada. Uma tolerância angular expressa em mm/100 mm pode ser aplicada para todos os eixos, independentemente do diâmetro do acoplamento (RAO, 2008; FILHO, 2013; GARCIA, 2005) SKF, 2023). Como pode ser visto na Figura 11 os espectros de vibração para esse tipo de defeito são observados nas posições axiais, os pontos de medidas são no motor LA e no mancal LA.

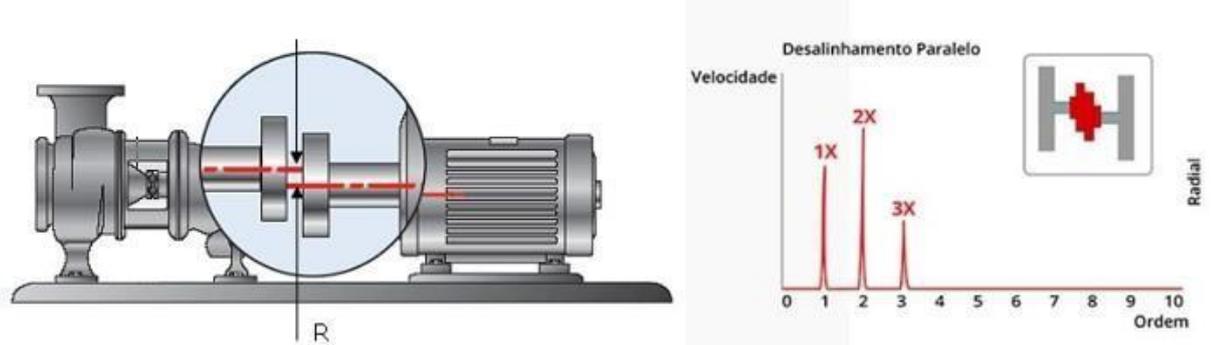


Fonte: Mecatreino.com tipos de desalinhamento/Mobius Institute (2019).

- **Desalinhamento Radial (paralelo)**

O desalinhamento radial (paralelo) é o desvio entre o centro de rotação dos eixos, medido no plano de transmissão de potência da unidade de acionamento (medida no acoplamento em milímetros). A direção do deslocamento sempre deve ser especificada, como pode ser visto na Figura 12 a seguir (RAO, 2008; FILHO, 2013; GARCIA, 2005); SKF, 2023).

Figura 12: Desalinhamento Radial (paralelo).

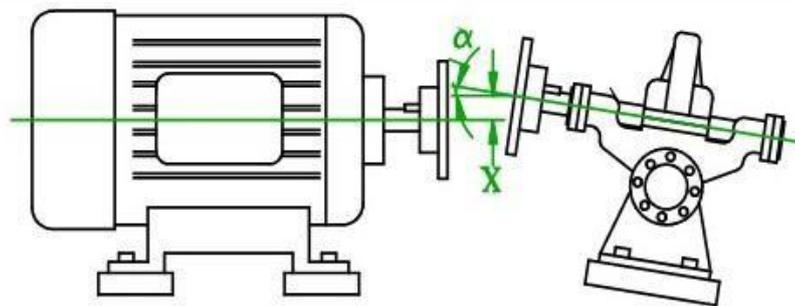


Fonte: Mecatrein.com tipos de desalinhamento/Mobius Institute(2019).

- **Desalinhamento Misto**

O desalinhamento misto é uma composição dos dois desbalanceamentos, assim como seus espectros também são apresentados como uma composição dos espectros, como pode ser visto na Figura 13 que segue.

Figura 13: Desalinhamento misto.



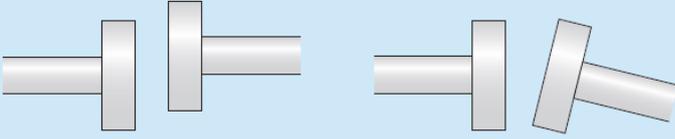
Fonte: motorspeed.

O projetista da máquina é responsável por especificar a precisão necessária de alinhamento. No entanto, se nenhuma especificação estiver disponível as tolerâncias que estão na tabela da Figura 14 normalmente são aceitas. Essas tolerâncias não estão especificamente relacionadas com o tipo de acionamento, tamanho, velocidade de acionamento ou tipo de

equipamento e devem ser usadas somente como uma diretriz (SHIGLEY e MISCHKE, 2005); SKF, 2023).

Figura 14: Diretrizes para Tolerância de Alinhamento de Eixos.

Diretrizes para tolerâncias de alinhamento de eixos



Velocidade de rotação		Tolerâncias ¹⁾			
sobre	incl.	Desalinhamento radial (paralelo)		Desalinhamento angular	
		Excelente	Aceitável	Excelente	Aceitável
r/min		mm		mm / 100 mm	
-	1 000	0,07	0,13	0,06	0,10
1 000	2 000	0,05	0,10	0,05	0,08
2 000	3 000	0,03	0,07	0,04	0,07
3 000	4 000	0,02	0,05	0,03	0,06
4 000	6 000	< 0,02	0,03	< 0,03	0,05

¹⁾ As tolerâncias variam dependendo do tipo de rolamento, tamanho da máquina e outros fatores de projeto.

Fonte: Manual de Manutenção de Rolamento da SKF.

Como já foi visto as causas, que levam uma máquina a vibrar são diversas, cada uma delas apresenta sua “assinatura” que é caracterizada pelos seus espectros de vibração cada um na sua frequência característica. Como este trabalho focou nas causas apresentadas nos subtópicos 2.5.1, 2.5.2, os próximos subtópicos apresentará apenas ilustrações de alguns defeitos que podem ser identificados com análise de vibração, lembrando os casos não se limitam aos citados abaixo.

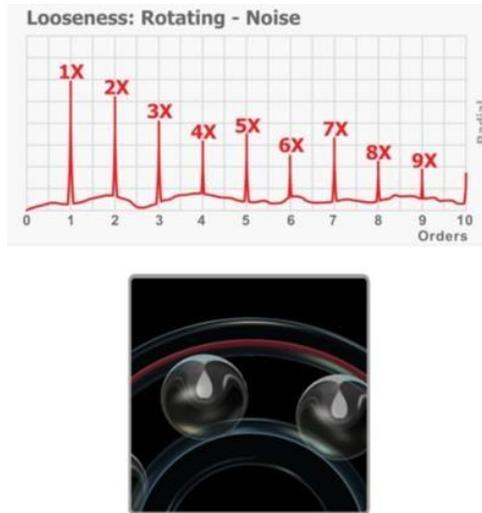
Defeitos de rolamentos

Os rolamentos são componentes que estão presentes em praticamente todas as máquinas rotativas, são encontrados nos mais variados tipos e modelos e são utilizados com o objetivo de possibilitar o movimento rotativo, com o mínimo de esforço e o mínimo de desgaste possível, pra manter as máquinas e equipamento o mais eficiente possível. Porém se não for feito um monitoramento do seu funcionamento, sua vida útil é reduzida e pode levar à falha do equipamento.

As causas das falhas dos rolamentos são diversas, podendo ocorrer, por falta de lubrificação ou lubrificação inadequada, desalinhamentos, erros de montagem, armazenamento e manuseio inadequado, etc. Do mesmo modo as que podem ocorrer são diversas e podem ser detectadas pelas técnicas de análise de vibração a Figura 15 que segue mostra os espectros de

ruídos dos elementos girantes. Ressaltando que as falhas apresentadas podem ser inúmeras e cada uma com sua particularidade.

Figura 15: Defeitos de rolamentos

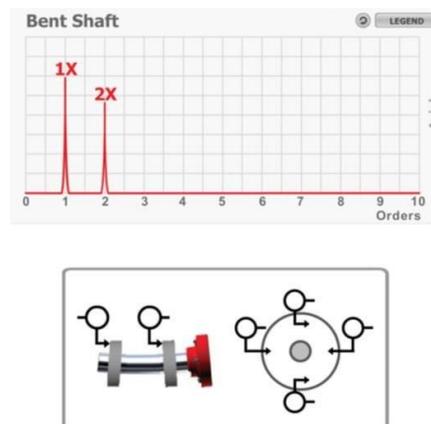


Fonte: Mobius Institute (2009)

Problemas de Empenamento de Eixo

A Figura 16 que segue mostra um caso de empenamento do eixo, este problema não é comum, ao fazer a análise de seus espectros de frequência é importante uma certa cautela, uma vez que seu espectro de vibração se manifesta de maneira semelhante ao **desalinhamento paralelo**, com a diferença na sua posição de medição, enquanto o desalinhamento é observado na posição radial, o eixo empenado apresenta-se na posição axial.

Figura 16: Problemas de eixo empenado

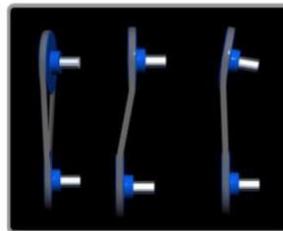


Fonte: Mobius Institute (2009)

Desalinhamento entre Polias

O desalinhamento entre polias produz grandes vibrações em 1X rpm da polia motora ou movida e predominantemente na direção axial. O aparecimento das frequências das polias motora ou movida dependerá do ponto em que as medições forem tomadas. Após o alinhamento das polias é comum a rotação do eixo acionado dominar o espectro. A Figura 17 que segue mostra o espectro deste defeito.

Figura 17: Desalinhamento entre polias



Fonte: Mobius Institute (2009)

Cavitação

Normalmente a cavitação gera ruídos aleatórios, energia em larga faixa de alta frequência que se superpõem com harmônico da frequência da passagem das pás. Normalmente indica pressão insuficiente na sucção. A cavitação pode rapidamente destruir as partes internas das bombas se não for corrigida. Isto pode principalmente causar a erosão das pás do impelidor. Quando presente é frequente haver ruído como pedras passando pela bomba. Na Figura 18 que segue mostra o espectro de cavitação.

Figura 18: Cavitação



Fonte: Mobius Institute (2009)

Turbulência

Turbulência de fluxo ocorre frequentemente em sopradores devido a variação de pressão ou velocidade do ar passando através do ventilador ou junta de expansão conectada. Esta ruptura do fluxo causa turbulência que gera ruído aleatório (randômica) de baixa frequência na faixa de 50 a 2KHz. A Figura 19 mostra o espectro desse defeito.

Figura 19: Turbulência

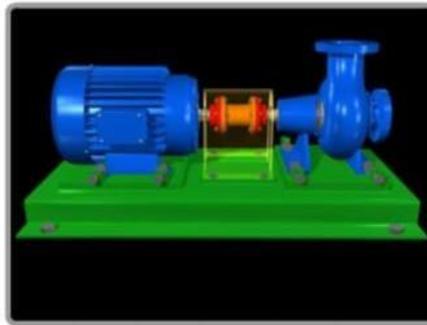
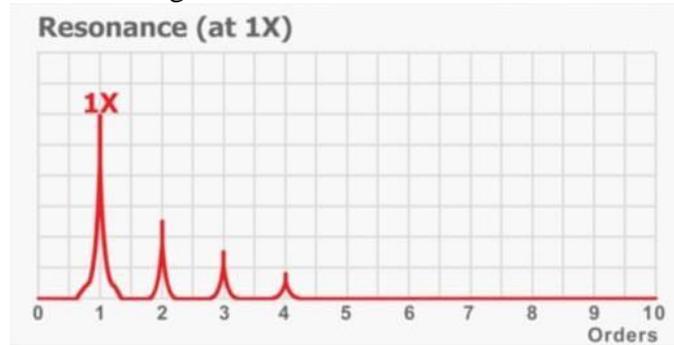


Fonte: Mobius Institute (2009)

Ressonância

A ressonância apresenta altas amplitudes na frequência natural a base do pico também será elevada. O ruído da máquina e do processo pode sair de uma frequência natural, fazendo com que grandes amplitudes apareçam no espectro. A Figura 20 que segue mostra as características do espectro.

Figura 20 - Ressonância



Fonte: Mobius Institute (2009).

3 METODOLOGIA

Este trabalho trata-se de uma pesquisa classificativa como pesquisa aplicada quanto à finalidade, descritiva quanto aos objetivos, qualitativa e quantitativa quanto à abordagem, além de bibliográfica e experimental quanto aos procedimentos. O método científico utilizado será o hipotético-dedutivo.

As próximas seções abordarão as atividades e os procedimentos para a geração, a coleta e a organização dos dados experimentais.

CONFIGURAÇÕES

As medidas de vibração, potência disponível, e o consumo de energia da bancada em três configurações. A primeira é a bancada com seus componentes alinhados e balanceados, com os parâmetros de vibração atendendo as condições estabelecidas pelas Normas. A segunda configuração a bancada estava desbalanceamento com níveis de vibração acima do que as Normas estabelecem e a terceira configuração devido ao desalinhamento e desbalanceamento provocado para coleta de dados. **Os parâmetros selecionados** para uma análise comparativa são a **velocidade** e obter os espectros em função da **frequência de vibração** dos componentes da bancada, a **velocidade de rotação, o RMS, a Potência e a energia consumida**.

Configuração1

Nessa configuração as medidas foram realizadas em duas velocidades a 1800 rpm e 3000 rpm, espera-se que nessa condição, com a bancada balanceada, que os valores dos parâmetros analisados estejam dentro das especificações estabelecidas pelas Normas. Quando o motor elétrico, alcançar o regime permanente de trabalho, com o wattímetro mostrado na Figura 23 do item 3.3.1 logo abaixo, será medido os valores da potência que está sendo consumida e posteriormente comparada com as potências dos cenários criados na situação 2

Da mesma forma, será medida os parâmetros para análise de vibração, com o Detecto-III que é composto por sensores indutivos como pode ser visto na Figura 22 do item 3.3.1, após a coleta dos dados segue-se com uma análise da frequência para verificar quais são as condições de alinhamento e balanceamento que o motor está trabalhando que será comparada com os cenários da situação 2.

Configuração 2

Nessa condição, provoca-se um desbalanceamento do rotor da bancada nas duas velocidades de 1800 rpm e 3000 rpm.

Configuração 3

Nessa condição, provoca-se o desalinhamento a 1800 rpm e a composição dos efeitos o desalinhamento e desbalanceamento para a velocidade de 1800 rpm. Por uma questão de segurança o desalinhamento de 3000 rpm não foi efetuado.

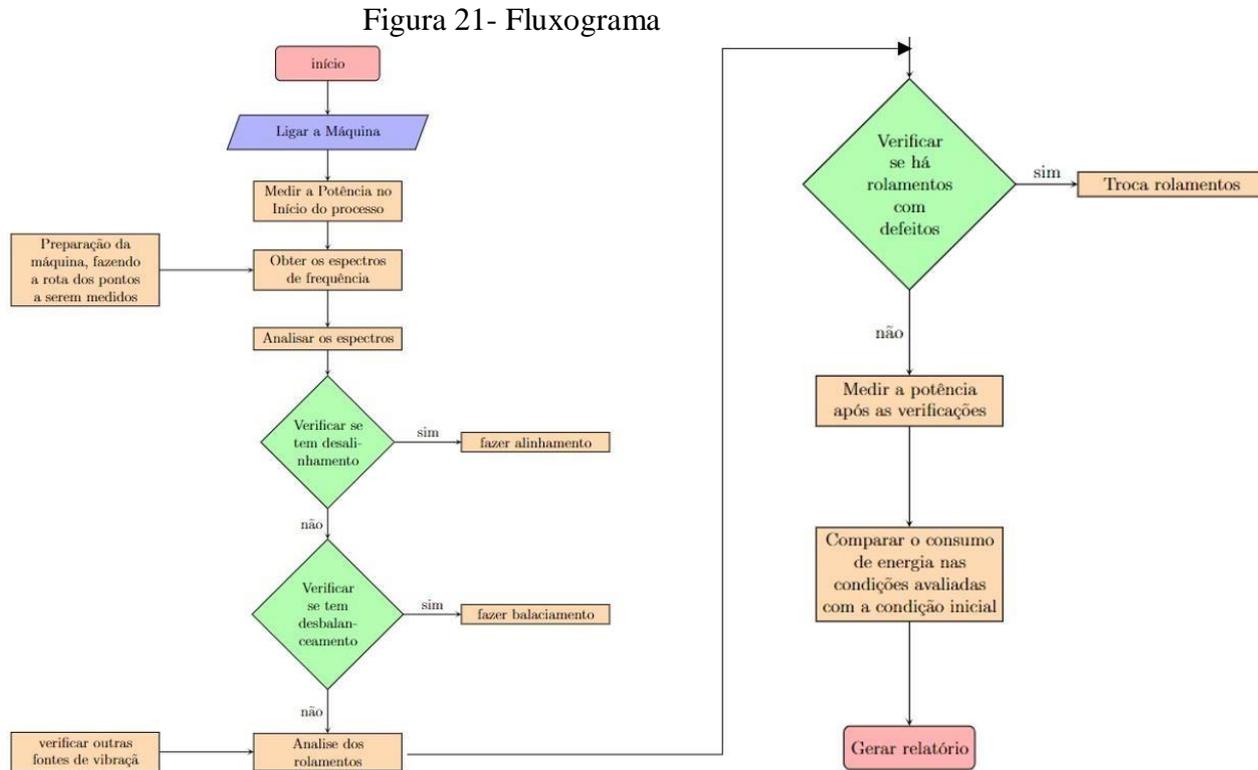
As configurações 2 e 3 criadas com o objetivo de gerar forças responsáveis por causar instabilidade no sistema e elevar o nível das vibrações mecânicas da bancada. Com isso, espera-se que o consumo de energia do motor elétrico aumente, dessa forma, será realizada nova medida para o valor da potência consumida pelo motor, assim como os novos valores dos parâmetros para análise de vibração, com os novos valores será calculado novo valor da energia que está sendo consumida pela bancada. Com isso, por uma análise comparativa do consumo de energia da bancada na situação 1, situação 2, e situação 3 tem-se o valor sobressaliente que está sendo consumido pela bancada.

Dessa forma pretende-se mostra que a bancada trabalhando de maneira instável, sobre o efeito de cargas resultantes, aumenta o consumo de energia e diante disso pode vim a comprometer o seu funcionamento.

As principais formas de apresentação dos resultados serão por meio de gráficos de espectros e tabelas comparativas. Dessa forma pretende-se mostra que a bancada trabalhando de maneira instável, sobre o efeito de cargas resultantes, aumenta o consumo de energia e diante disso vim a comprometer o seu funcionamento.

FLUXOGRAMA

A Figura 21 a seguir mostra o fluxograma das etapas de medição do trabalho.



Fonte: O autor (2023).

COLETA DE DADOS NA BANCA DIDÁTICA

Como mencionado anteriormente os dados serão coletados a partir de uma bancada didática desenvolvida no trabalho de mestrado do professor Laertyy Morais Cavalcante, a mesma está localizada no galpão do departamento de engenharia mecânica da Universidade Federal de Pernambuco.

Nos subitens abaixo são descritos os equipamentos utilizados e seus *software*, assim como será feito o apontamento dos componentes da bancada didática.

Descrição dos Equipamentos e *software*

O equipamento mostrado na Figura 22 abaixo é o FAG Detector III é um dispositivo de medição de vibrações portátil, de fácil utilização. As configurações pré-instaladas segundo a DIN ISO 10816 permite a esse equipamento obter informações importantes referentes ao estado da máquina, sem que seja necessária alguma informação prévia ou configuração do sistema.

Outras propriedades do sistema é a mediação de velocidade, função de rotas, gerador de relatório e são complementares com a função de balanceamento.

O software para uma análise mais detalhada é o Trendline para computadores com múltiplas funções. Entre elas está o visualizador que oferece grade número de ferramentas para avaliações dos dados medidos. Graças à base de dados e rolamentos integrada que contem aproximadamente 20.000 rolamentos de diferentes fabricantes, dado que a as frequências de danos podem ser incorporadas na medição dos resultados, é possível uma análise dos dados com muita facilidade e eficiência.

Figura 22 – Detector - III



Fonte: O autor (2023).

Na Figura 23 é apresentado o alicate WATTÍMETRO DIGITAL, MODELO: ET-4991 da MINIPA, este instrumento tem como principal característica uma interface USB, disponível em todas as funções, que é utilizada para gerar laudos e monitoramento em sinais de potências trifásica ou monofásica consumo de energia, tensão, corrente, entre outros. Possui também medição de frequência da rede e resistência. O software utilizado pelo alicate é o DMM Data Logger Bs157, idioma inglês e tem compatibilidade com o XP/vista/7.

Figura 23 – Alicate Wattímetro

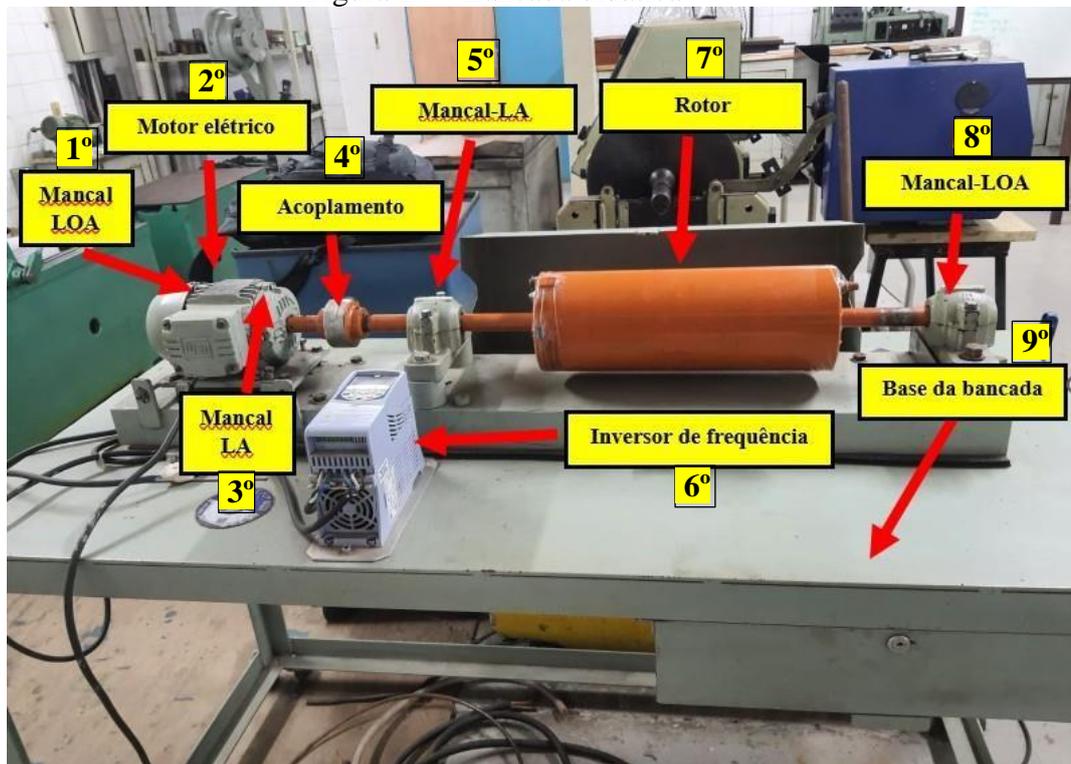


Fonte: O autor (2023).

Bancada Didática

Na figura é mostrada a bancada didática e feito o apontamento de seus componentes que foram enumerados Quadro que segue da esquerda para direita como pode ser visto a seguir.

Figura 24 – Bancada didática



Fonte: O autor (2023).

Quadro 1 – Componentes da Bancada

Nº	Nome
1º	Mancal LOA
2º	Motor Elétrico
3º	Mancal- Motor LA
4º	Acoplamento
5º	Mancal - Acoplador LA
6º	Inversor de Frequência
7º	Rotor
8º	Mancal LOA
9º	Base da Bancada (mesa)

Fonte: O Autor (2023).

A seguir será apresentado as informações técnicas de alguns componentes da bancada referente ao motor, inversor de frequência, mancais e acoplamento.

Motor (2º): o motor utilizado no equipamento é da fabricante WEG com as seguintes características: motor de indução trifásico, potência de 0,25 kW, frequência de 60 Hz, rotação de 3390 rpm, proteção ambiental IP55, diferença de potencial de 220 volts em ligação do tipo triângulo e 380 volts em ligação do tipo estrela, corrente nominal de 1,34 A, rendimento de 62,9%, fator de potência ($\cos \varphi$) de 0,78 e rolamento 6201-ZZ na tampa dianteira e traseira (CAVALCANTE, 2017).

Inversor de frequência (6º): foi utilizado um inversor de frequência na bancada didática como meio de controlar as velocidades de rotação cumprindo com um dos requisitos do projeto. O inversor foi o CFW – 500 do fabricante WEG. As características principais desse equipamento são: pode ser utilizada em motores de potência de 0,18 a 14,7, corrente de saída entre 1,0 a 47, tensão de alimentação monofásica (220 V) ou trifásica (380 V), temperatura ambiente de operação 50°C e grau de proteção IP20 (CAVALCANTE, 2017).

Acoplamentos (4º): foi utilizado o acoplamento flexível com garras FC 250 (GG-25) do fabricante GT redutores (2015) com anel elástico de borracha níttrica, dureza de 80 Shore A, resistência à temperatura de -20°C a 80°C, poeira e óleo (CAVALCANTE, 2017).

Mancais de rolamento (5° e 8°): foi utilizado um mancal de rolamento com buchas cônicas SNA 506 da companhia Burguer para uso em um eixo de 25 mm de diâmetro. Em conjunto com esse tipo de mancal recomendam-se os rolamentos autocompensadores 1206K, 2206K e 22206K com as respectivas buchas H206 e H306, esse último pode ser utilizado nos dois últimos rolamentos. No caso foi utilizado o rolamento 1206K fabricado pela FAG (CAVALCANTE, 2017).

4 RESULTADOS E DISCURSÕES

A bancada objeto do estudo desse trabalho que foi mostrada na Figura 24 foi submetida a testes, na condição de alinhada e balanceada, na condição de desalinhada e desbalanceada em duas velocidades a 1800 rpm e 3000 rpm e por último foi submetida a condição de desalinhada e desbalanceada apenas na velocidade de 1800 rpm por questões de segurança. A condição de variar a velocidade da bancada foi possível por ter o inversor de frequência que está indicado no item N° 6 do Quadro 1 e na Figura 24.

Nos tópicos seguintes são mostrados os espectros da **Velocidade X Frequência**, **Potência Consumida** e o valor da **Energia Consumida** pelo motor, dos casos que foram observados e comparados com a condição da bancada em condições normais. Nas condições de 1800 rpm e 3000 rpm como citado acima foram feitas um total de 56 medições sendo, 18 medidas no **motor** no lado do acoplador - LA, 18 medidas no **mancal** do lado do acoplador - LA e 18 medições no **mancal** do lado oposto ao acoplador - LOA.

BANCADA ALINHADA E BALANCEADA

Neste tópico vamos mostra as condições em que a bancada se encontrava antes das modificações que foram realizadas conforme as mediadas foram feitas. Esses valores vão servir como base para comparação com as demais medidas. O Quadro 2 mostra as amplitudes dos **RMS** da **velocidade** dos espectros em cada posição.

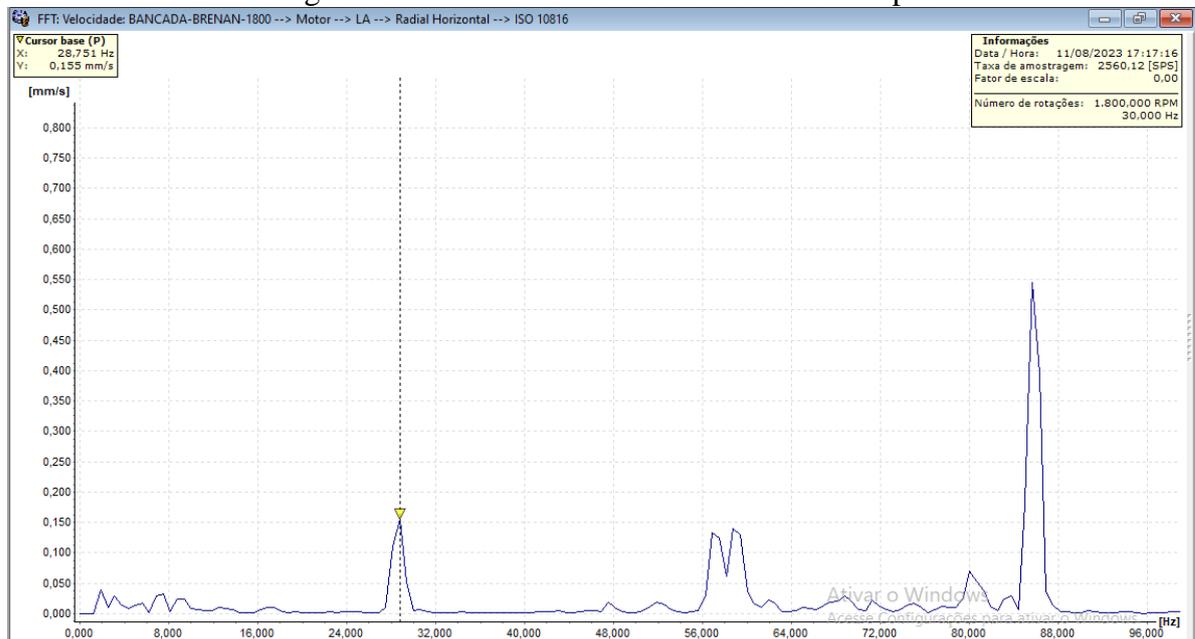
Quadro 2 - Dados da bancada com o rotor alinhada e o rotor balanceada

Bancada Balanceada e alinhada				Potência	41,2 W
Vel. 1724 rpm				Energia Consumida Anual	173,04 Kwh
	MOTOR-LA	MANCAL-LA	MANCAL-LOA	Custo	R\$ 142,24
Pos.	1	2	3		
V	1,39	1,22	2,75		
H	0,93	0,85	1,69		
A	3,09	1,14	1,75		
Unidade : veloc. mm/s rms					
Bancada Balanceada e a alinhada				Potência	87,1 W
Vel. 2908 rpm				Energia Consumida Anual	365,82 Kwh
	MOTOR-LA	MANCAL-LA	MANCAL-LOA	Custo	R\$ 300,70
Pos.	1	2	3		
V	1,87	1,9	1,91		
H	3,27	2,74	2,74		
A	1,95	1	1,59		
Unidade : veloc. mm/s rms					

Fonte: O autor (2023).

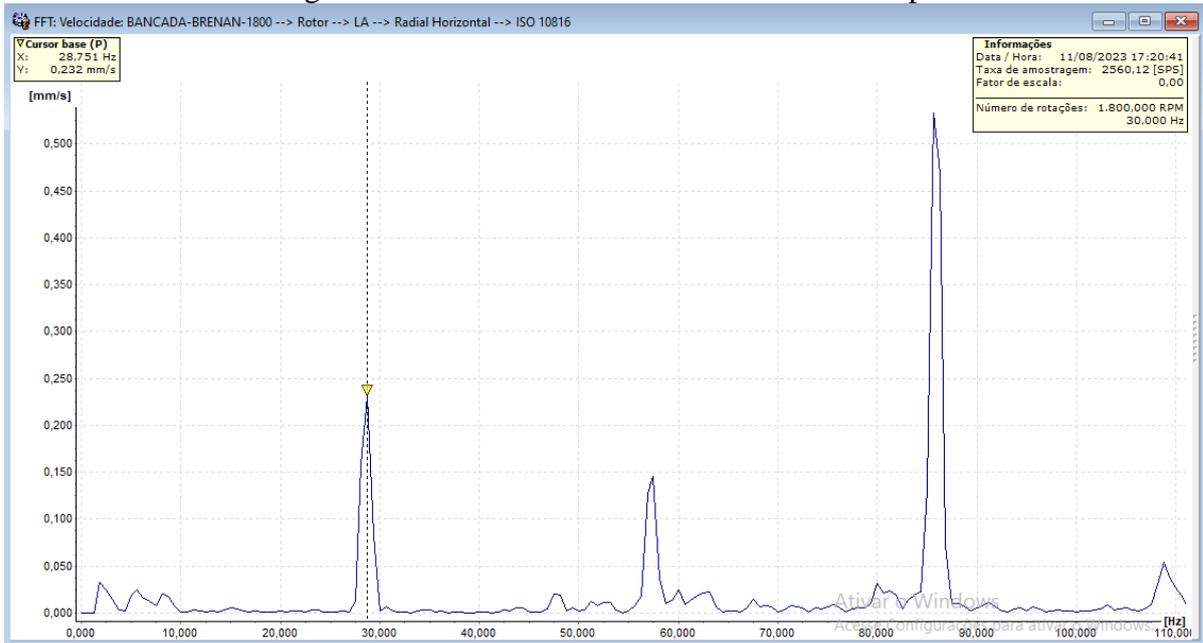
Segundo BUENO, (2010), em máquinas biapoiadas, o desbalanceamento, em geral é mais perceptível na direção radial horizontal, pontos que os mancais /pedestais tem mais liberdade em se moverem nesta direção. Dessa forma os espectros mostrados nas Figura 25, Figura 26, Figura 27a seguir referem-se à posição radial horizontal dos pontos medidos e a Figura 28 mostra a potência instantânea no momento da medição para uma velocidade de 1800 rpm, para a velocidade de 3000 rpm as Figura 29, Figura 30, Figura 31, mostram os espectros de velocidade, e Figura 32 mostra a potência instantânea no momento da medição. (BUENO, 2010)

Figura 25 - Ponto- Motor Horizontal LA-1800 rpm



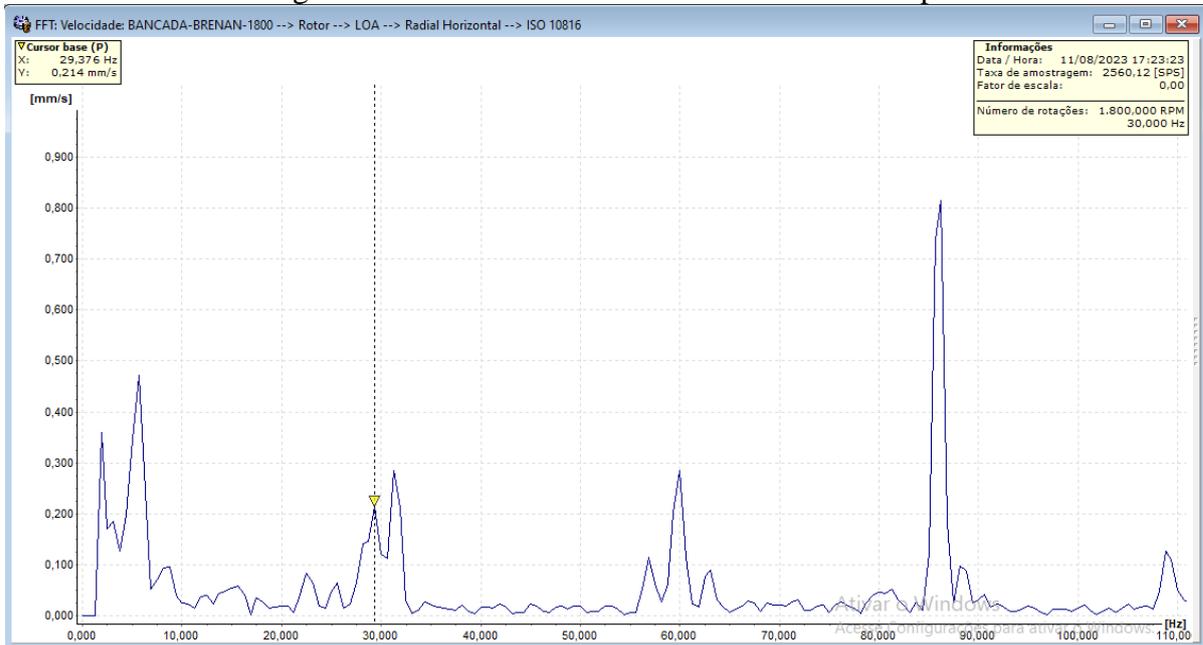
Fonte: O autor (2023).

Figura 26 - Ponto- Mancal Horizontal LA-1800 rpm



Fonte: O autor (2023).

Figura 27 - Ponto- Mancal Horizontal LOA-1800 rpm



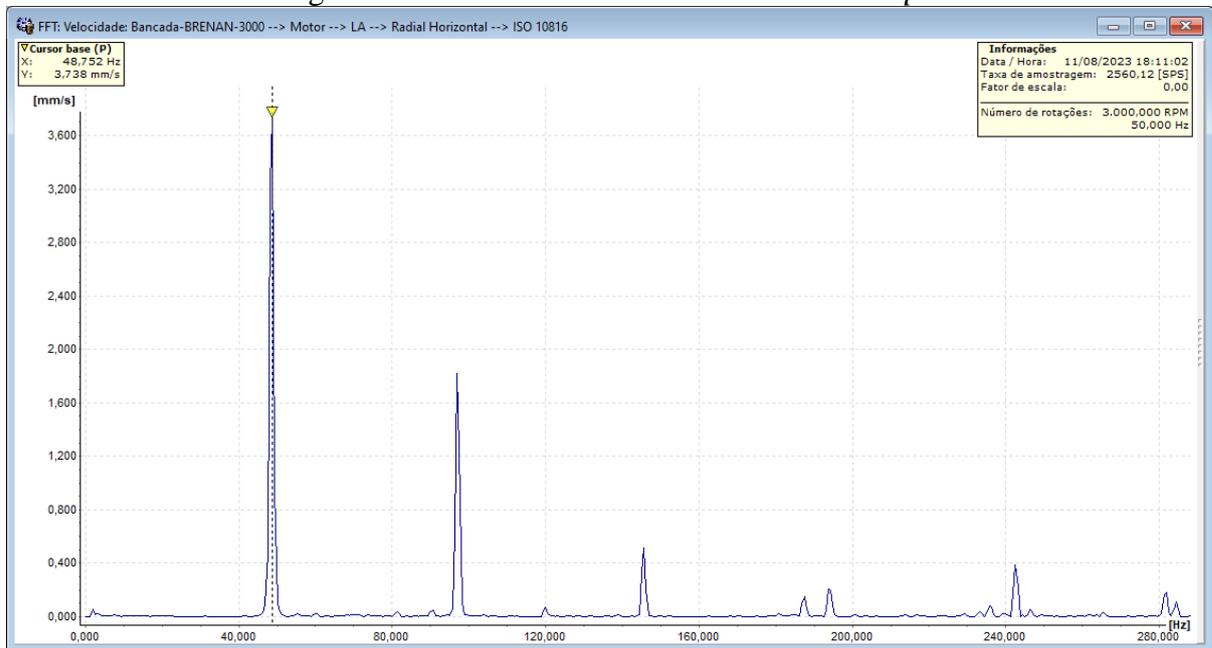
Fonte: O autor (2023).

Figura 28 – Potência medida com o rotor balanceado – 1800 rpm



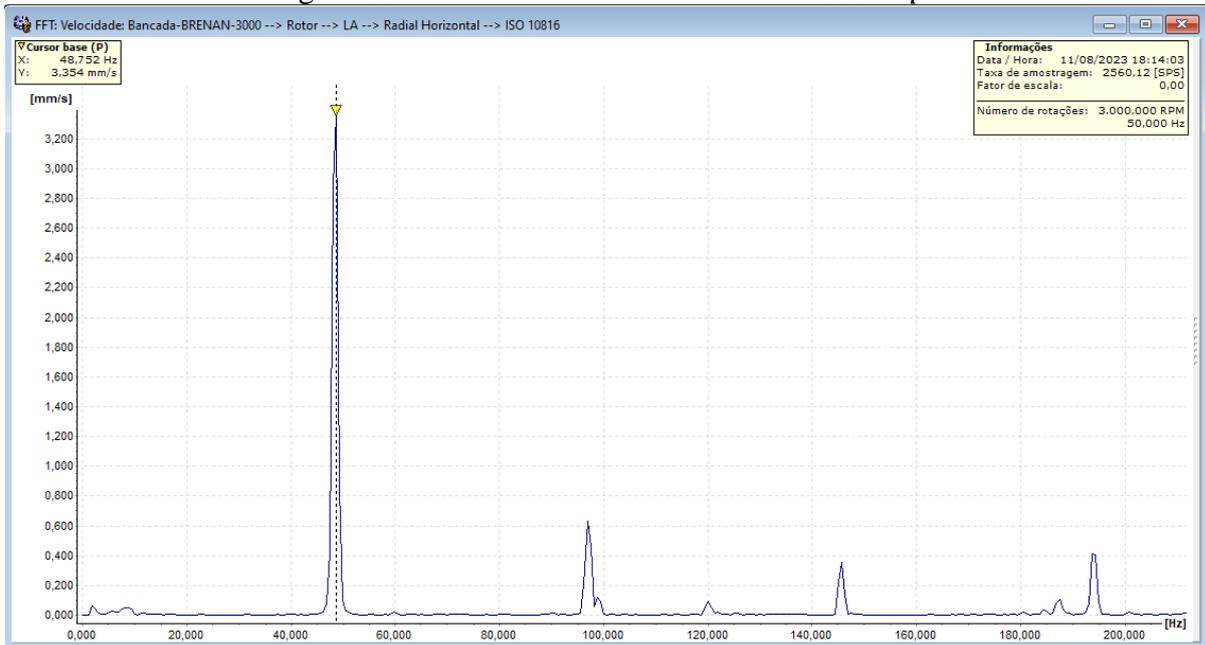
Fonte: O autor (2023).

Figura 29 - Ponto- Motor Horizontal LA-3000 rpm



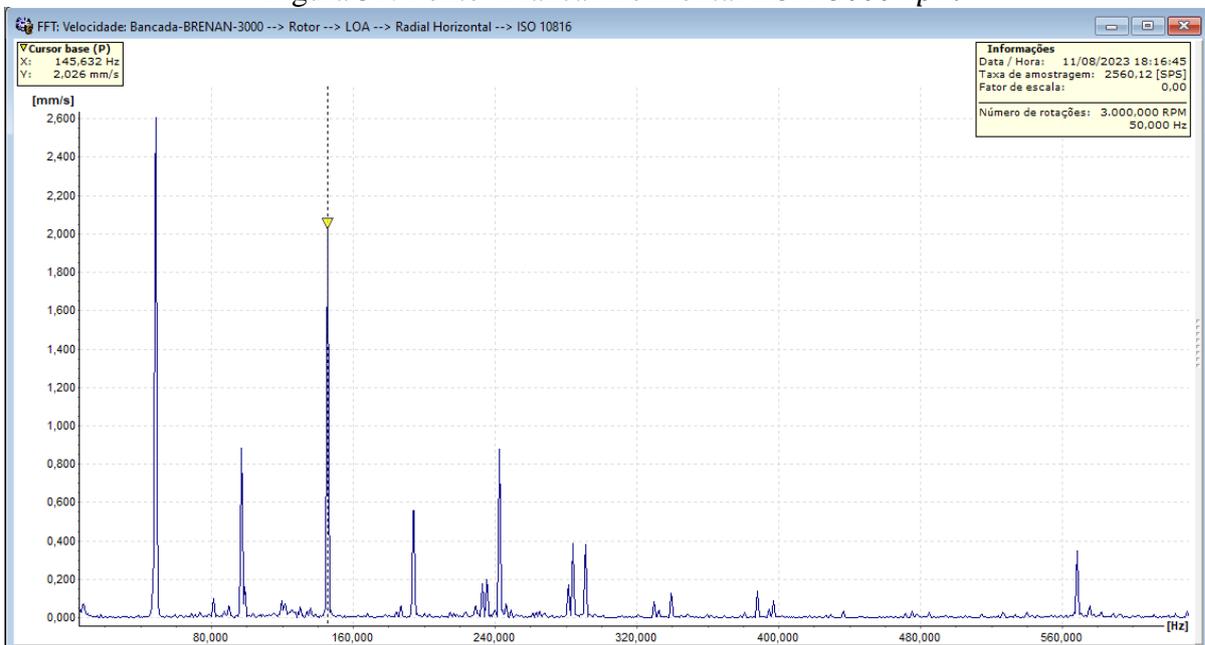
Fonte: O autor (2023).

Figura 30 - Ponto- Mancal Horizontal LA-3000 rpm



Fonte: O autor (2023).

Figura 31: Ponto- Mancal Horizontal LOA-3000 rpm



Fonte: O autor (2023).

Figura 32 - Potência medida com o rotor balanceada - 3000rpm



Fonte: O autor (2023).

Como pode ser visto no Quadro 2 os valores dos **RMS** da **velocidade** estão dentro das especificações que a Norma ISO 10816 estabelece na faixa de 0,2 mm/s a 0,71 mm/s para classificar como **BOM** e na faixa de 1,12 mm/s a 1,80 mm/s para classificar como **SATISFATÓRIO**, como foi comentado anteriormente é comum a identificação dos espectros de desbalanceamento na direção radial horizontal, ainda segundo (BUENO., 2010) se ocorrer na vertical, o problema pode ser devido a outros fatores como, afrouxamento mecânico da base (pedestais), afrouxamento da mecânica da tampa do mancal, ressonância, entre outros, observando as medidas na direção vertical é possível que esteja sendo manifestado alguns desses defeitos.

BANCADA ALINHADA E DESBALANCEADA

Esse caso vai ser analisado para a velocidade de 3000 rpm, uma vez que foi o caso em que a bancada apresentou os valores mais críticos, como pode ser visto no Quadro 3.

Quadro 3 - Dados da bancada com o rotor alinhada e o rotor desbalanceada

Bancada Desbalanceada				Potência	43,4 W
Vel. 1724 rpm				Energia Consumida Anual	182,28 Kwh
	MOTOR-LA	MANCAL-LA	MANCAL-LOA	Custo	R\$ 149,83
Pos.	1	2	3		
V	2,11	1,24	6,12		
H	1,47	0,85	2,03		
A	3,9	1,2	2,24		
Unidade : veloc. mm/s rms					
Bancada Desbalanceada				Potência	106,5 W
Vel. 2908 rpm				Energia Consumida Anual	447,31 Kwh
	MOTOR-LA	MANCAL-LA	MANCAL-LOA	Custo	R\$ 367,69
Pos.	1	2	3		
V	14,38	3,06	17,33		
H	5,92	6,47	12,45		
A	3,03	3,58	3,75		
Unidade : veloc. mm/s rms					

Fonte: O autor (2023).

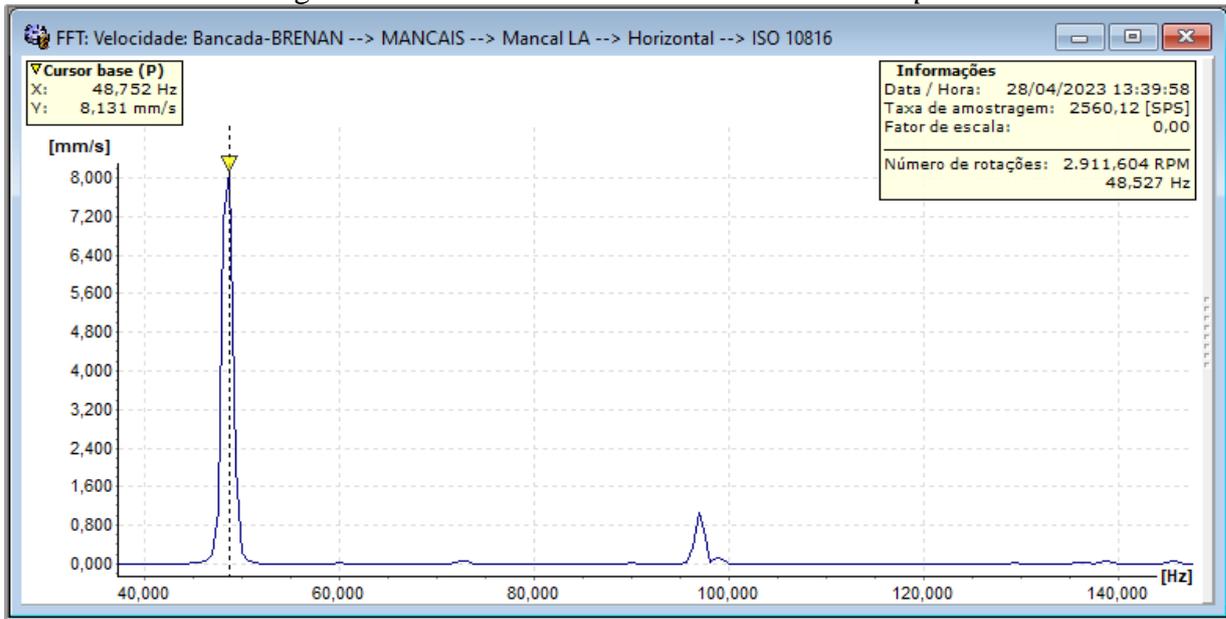
A Figura 33, apresentada a seguir mostram os espectros das medidas de velocidade, para uma rotação de 3000 rpm, com o rotor desbalanceado.

Figura 33 - Ponto- Motor Horizontal LA-3000 rpm



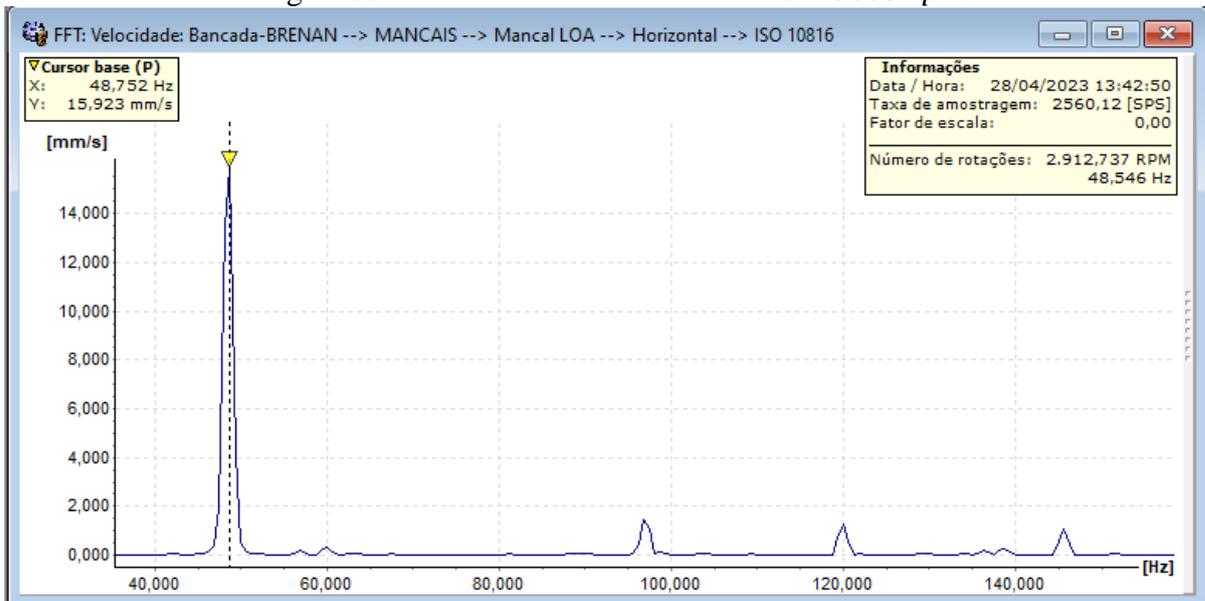
Fonte: O autor (2023).

Figura 34 - Ponto- Mancal Horizontal LA-3000 rpm



Fonte: O autor (2023).

Figura 35 - Ponto- Mancal Horizontal LOA-3000 rpm



Fonte: O autor (2023).

BANCADA DESALINHADA

Nessa condição a bancada foi analisada apenas com a velocidade de 1800 *rpm*, por uma questão de segurança, a seguir no Quadro 4 é mostrado os valores de **RMS** e os espectros de valores mais críticos são mostrados nas Figura 36, Figura 37, Figura 38

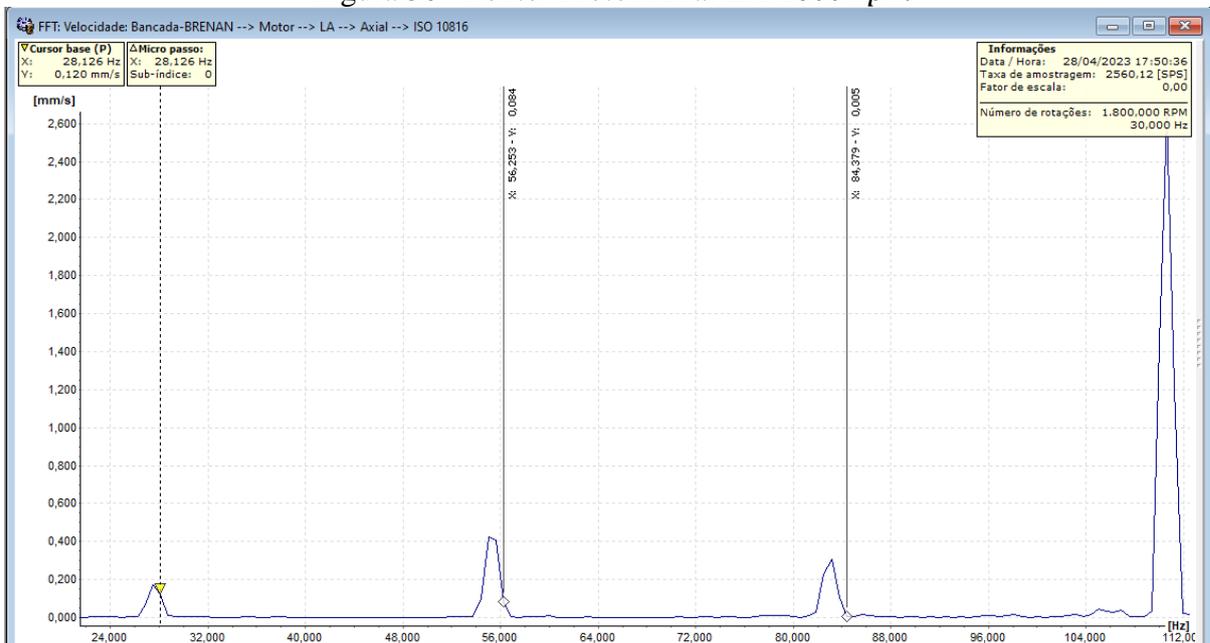
Quadro 4 - Dados da bancada com o rotor desalinhada e o rotor balanceada

Bancada Desalinhada				Potência	108,66 W
Vel. 1724 rpm				Energia Consumida Anual	254,94 Kwh
	MOTOR-LA	MANCAL-LA	MANCAL-LOA	Custo	R\$ 335,91
Pos.	1	2	3		
V	3,45	4,38	4,49		
H	4,59	5,05	5,58		
A	3,96	2,56	3,62		

Unidade : veloc. mm/s rms

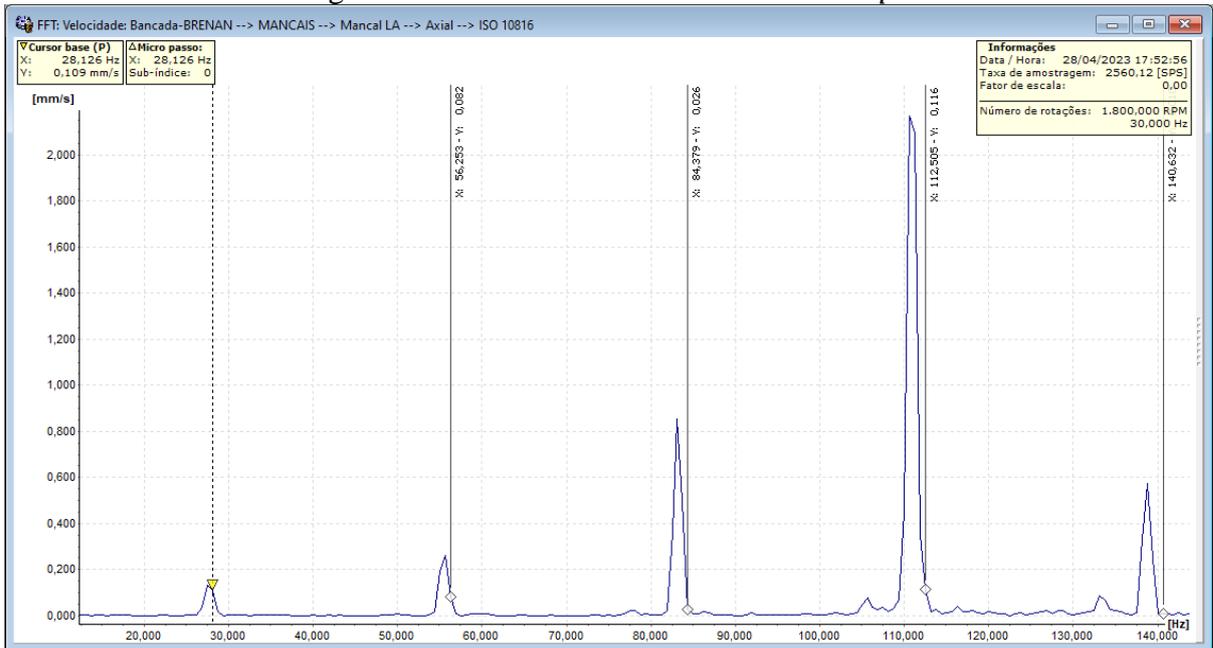
Fonte: O autor (2023).

Figura 36 - Ponto- Motor Axial LA-1800 *rpm*



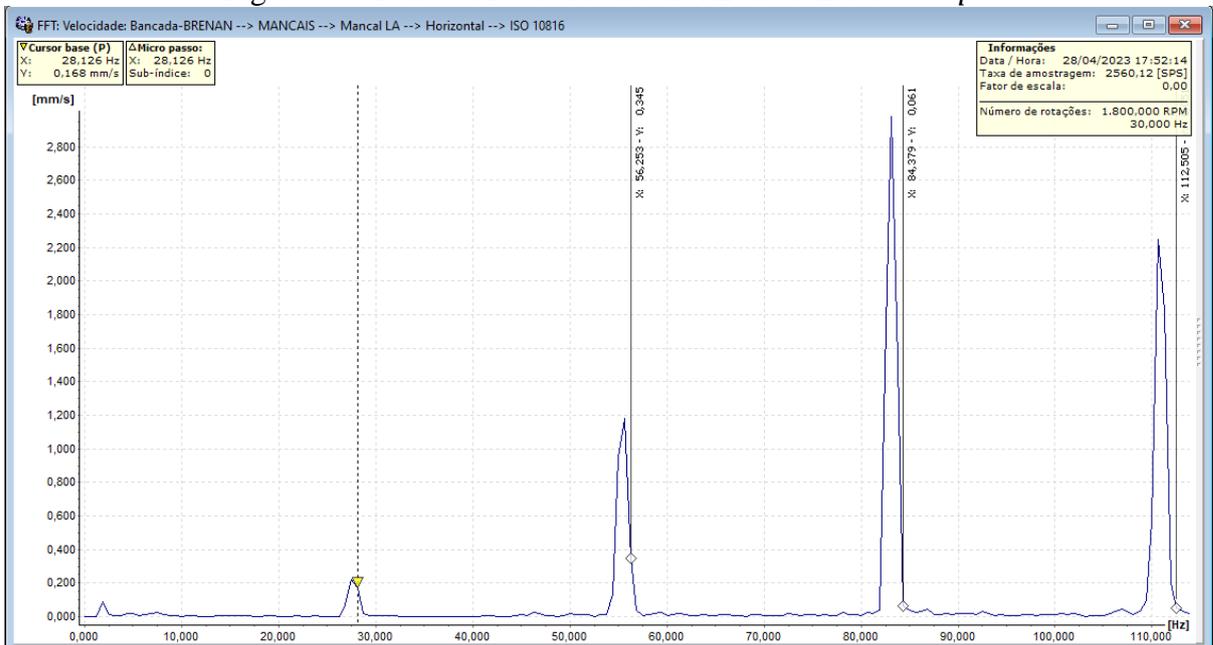
Fonte: O autor (2023).

Figura 37 - Ponto- Mancal Axial LA-1800 rpm



Fonte: O autor (2023).

Figura 38 - Ponto- Motor- Radial Horizontal- LA-1800 rpm



Fonte: O autor (2023).

BANCADA DESALINHADA E BALANCEADA

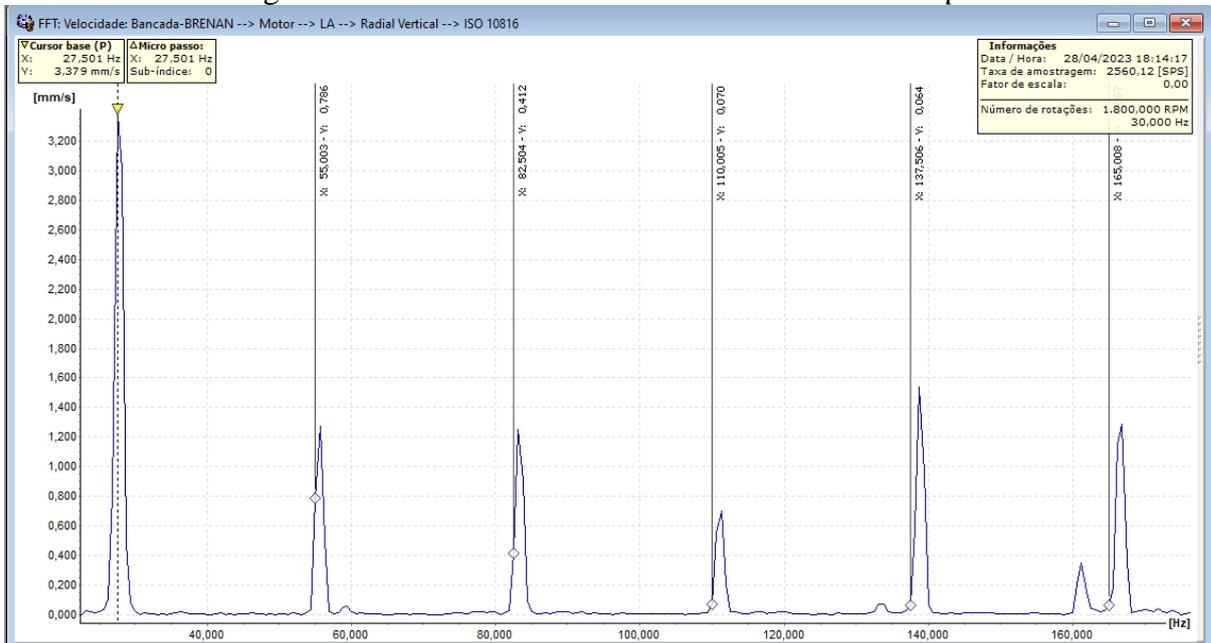
Por último a bancada foi analisada na condição de desalinhada e desbalanceada, novamente o teste foi feito apenas com a velocidade de 1800 *rpm*, por motivo de segurança. O Quadro 5, que segue mostra as amplitudes de **RMS** da velocidade nos pontos medidos, as Figura 39, Figura 40 e Figura 41, que seguem mostram os espectros dos valores mais críticos.

Quadro 5 - Dados da bancada com o rotor desalinhado e o rotor desbalanceado

Bancada desbalanceada e desalinhada				Potência	92,56 W
Vel. 1724 rpm				Energia Consumida Anual	388,75 Kwh
				Custo	R\$ 319,55
	MOTOR-LA	MANCAL-LA	MANCAL-LOA		
Pos.	1	2	3		
V	4,42	4,48	8,73		
H	5,38	4,75	7,01		
A	5,09	2,76	4,47		
Unidade : veloc. mm/s rms					

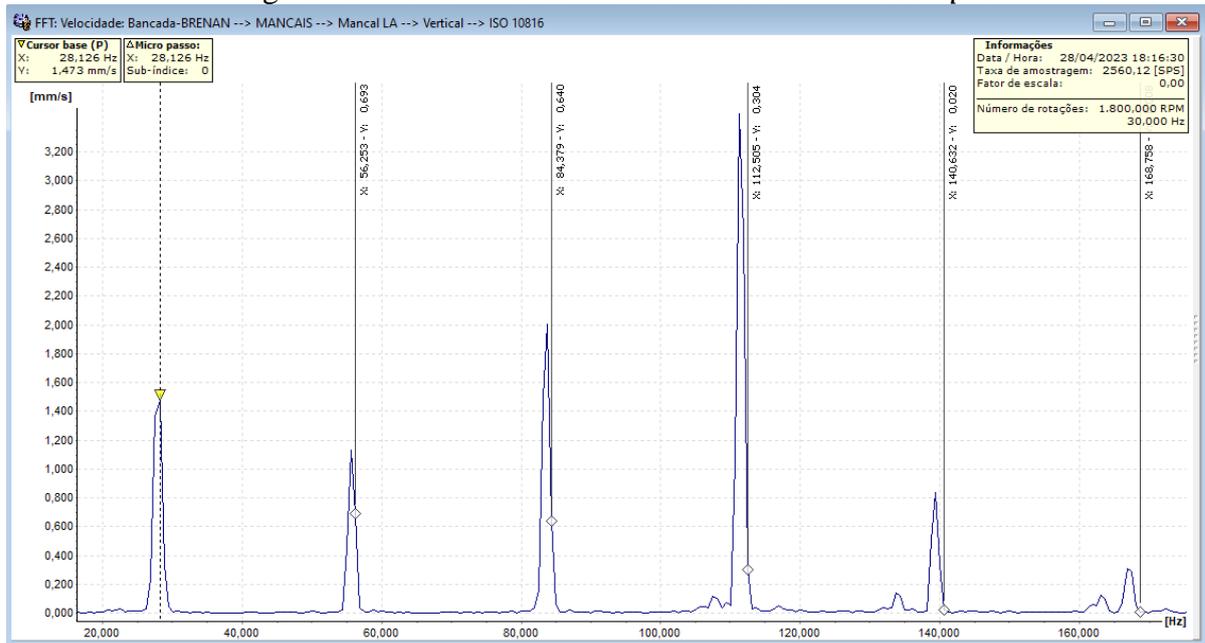
Fonte: O autor (2023).

Figura 39 - Ponto- Motor- Radial Vertical- LA-1800 rpm



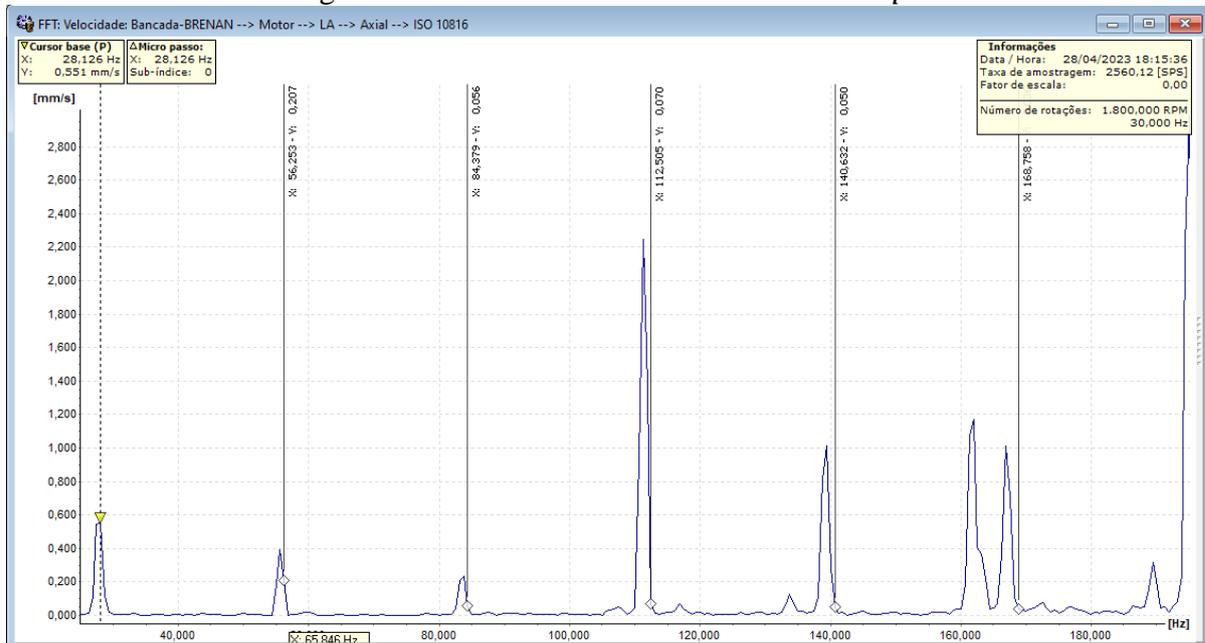
Fonte: O autor (2023).

Figura 40 - Ponto- Mancal- Radial Vertical- LA-1800 rpm



Fonte: O autor (2023).

Figura 41 - Ponto- Mancal- Axial - LA-1800 rpm



Fonte: O autor (2023).

RESULTADOS

O consumo de energia foi calculado usando a equação que segue, foi utilizado os valores de tarifas atuais que pode ser consultado no *site* da Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL), o TUSD e o TE, os cálculos foram feitos para o motor funcionado 8 horas/dias, considerando o ano com 350 dias.

$$V_1 = P \times TUSD \times \frac{h}{dia} \times \frac{dia}{ano} \quad (5.0)$$

$$V_2 = P \times TE \times \frac{h}{dia} \times \frac{dia}{ano} \quad (5.1)$$

$$V_T = V_1 + V_2 \quad (5.2)$$

$$Perda(\%) = \frac{V_{T_2} - V_{T_1}}{V_{T_1}} \quad (5.3)$$

- V_1 - Parcela da energia referente ao TUSD;
- V_2 - Parcela referente a TE;
- P – Potência consumida;
- $TUSD$ – Tarifa de Uso do Sistema de Distribuição;
- TE – Valor da energia consumida mensalmente;
- V_T – Valor da conta de energia;
- V_{T_1} – Valor da energia consumida pela bancada na condição, Balanceada – Alinhada;
- V_{T_2} – Valor da energia consumida em um dos cenários mostrados;
- $Perda(\%)$ - Perda percentual.

Sabendo-se que a o fator de potência varia com a carga do motor e como pode ser observado na Equação 5.4 que segue, mostra que a potência ativa (a que é convertida em trabalho mecânico) é proporcional ao fator de potência e a sua variação afeta a sua disponibilidade no sistema.

$$P = \sqrt{3}.V.I.\cos\theta \quad (5.4)$$

- P – Potência
- V – Voltagem no terminal
- I – Corrente no motor
- $\cos\theta$ – Fator de potência

O Quadro 6, que segue mostra como a frequência se relaciona com a potência nominal, com o rendimento e a influência do fator de potência. Por comparação pode-se observar a diferença entre a potência teórica e a potência medida real que foi consumida durante a medição.

Quadro 6 - Quadro para comparação das potências

FP	η (%)	Freq (Hz)	Pot Nom(w)	Pot Esp (w)	Pot Medida
0,3	33,96	30	130	44,148	41,2 W
0,31	35,74	30	130	46,462	43,4 W
0,42	52,74	50	210	110,754	87,1 W
0,4	49,89	30	130	64,857	60,7 W
0,46	56,19	50	210	117,999	108,66 W
0,45	55,53	30	130	72,189	92,56 W
0,45	55,53	50	210	116,613	95,38 W

Fonte: O autor (2023).

O Quadro 7, mostra o consumo de energia e a perda percentual para cada cenário que foi montado, desse modo pode-se observar a influência das cargas geradas pela vibração mecânica e quanto o consumo de energia pode variar, tendo em vista que estes valores foram obtidos comparando o consumo inicial de energia com o consumo de cada cenário.

Quadro 7– Perdas e percentuais

Desb - 30 Hz		Desa - 30 Hz		Desa - Desb - 30 Hz		Desb - 50 Hz	
Potência	43,4 W	Potência	108,66 W	Potência	92,56 W	Potência	95,38 W
Energia Consumida Anual	182,28 Kwh	Energia Consumida Anual	254,94 Kwh	Energia Consumida Anual	388,75 Kwh	Energia Consumida Anual	400,596 Kwh
Custo	R\$ 149,83	Custo	R\$ 335,91	Custo	R\$ 319,55	Custo	R\$ 329,29
FP	0,31	FP	0,46	FP	0,45	FP	0,45
PERDA	R\$ 7,60	PERDA	R\$ 126,36	PERDA	R\$ 109,99	PERDA	R\$ 28,59
	5,34%		62,88%		54,73%		13,50%

Fonte: O autor (2023).

Como mostrado no Quadro acima o cenário de desalinhamento apresentou o maior consumo de energia com um aumento percentual de 62,88% no valor da potência consumida e conseqüentemente no valor a ser pago de energia. Os valores de observados de desbalanceamento representam um aumento de percentual de entre 5% e 15% do aumento da energia consumida.

5 CONCLUSÃO

Ao logo do estudo foi mostrada a importância da análise de vibração como uma ferramenta capaz de gerar dados para análise do comportamento de uma máquina, bem como ajudar na tomada de decisão.

Dos resultados apresentados é possível observar a influência da vibração de máquinas rotativas, ao aumento no consumo de energia, é válido lembrar, que junto com aumento no custo da energia consumida, somam-se os efeitos dos desgastes prematuros dos componentes das máquinas que se não tiverem um plano de manutenção adequado pode levar a máquina a falhar e entrar em colapso, com isso gerando paradas não programadas as quais aumentam as despesas e compromete a vida útil da máquina.

Foi observado que os níveis de vibração fora dos limites especificados pelas Normas implicam diretamente no rendimento do motor, uma vez que a variação da carga altera o fator de potência. Com isso, mostrou-se que o consumo de energia para uma máquina desalinhada teve um aumento percentual de 62,88% no custo de energia, enquanto a máquina desalinhada e desbalanceada teve um aumento de 54,73% e apenas o desbalanceamento apresentou um aumento percentual de 5,34%, isso para uma frequência de 30 Hz. Para uma frequência de 50 Hz o efeito do desbalanceamento elevou em 13,50% o custo com energia elétrica.

A partir da curva de potência disponibilizada pela fabricante do motor WEG, foi possível compreender como o inversor de frequência atua modificando a potência nominal do motor à medida que a frequência aumenta ou diminui e como o fator de potência se relaciona com a frequência e modifica o rendimento.

Ficou claro a necessidade de se aplicar as Normas como parâmetros para identificar os níveis aceitáveis de vibração, executar os procedimentos de forma padronizada de tal modo que garante a confiabilidade dos dados, facilitando o planejamento de um plano de manutenção e o fornecimento de informação das condições em que a máquina está operando, facilitando dessa forma as tomadas de decisão.

Por último, vale ressaltar que os conhecimentos adquiridos na construção desse trabalho são de grande relevância para formação da base de um assunto que tem um vasto campo de estudo e é aplicado nos mais diversos tipos de indústria, desse modo é um pequeno passo diante do universo que é a análise de vibração mecânica em máquinas rotativas.

Para sugestão de trabalhos futuros, pode-se incentivar uma pesquisa para verificar a influência do acoplamento no rendimento da máquina e no consumo de energia, análise dos impactos da vibração devido aos demais modos de vibração, falhas de rolamentos, eixos empenados, desgastes de elementos rotativos.

6 BIBLIOGRAFIA

- [S.I.].10816-1:1995(EN), I. Vibração mecânica — Avaliação da vibração da máquina por medições em peças não rotativas — Parte 1: Diretrizes gerais. **Plataforma de Navegação Online (OBP)**, 1995. Disponível em: <<https://www.iso.org/obp/ui/#iso:std:iso:10816:-1:ed-1:v1:en>>. Acesso em: 01 Agosto 2023.
- 13373-1:2002(FR), I. Vigilância e diagnóstico do estado das máquinas — Vigilância das vibrações — Parte 1: Procedimentos gerais. **Plataforma de Navegação Online (OBP)**, 2002. Disponível em: <<https://www.iso.org/obp/ui/#iso:std:iso:13373:-1:ed-1:v1:fr:sec:D>>. Acesso em: 01 Agosto 2023.
- BISHOP, R.; GLADWELL, G. The vibration and balancing of an unbalanced flexible rotor. **Journal of Mechanical Engineering Science**, London, 1, 1959. 66 - 77.
- BKSV. MEASURING VIBRATION. **BKSV.COM**. Disponível em: <<http://bksv.com>>. Acesso em: 01 Agosto 2023.
- BUENO, M. A. T. **vibrações mecânica: minha caderneta de campo**. Rio de Janeiro: Ed. do Autor, 2010.
- BUENO, M. A. T.; AL., E. Estudo de problemas dinâmicos em exaustores de gás clorídico, 1989.
- CAVALCANTE, L. M. Bancada didática para testes e estudos das vibrações em máquinas rotativas acopladas, 10 Mar 2017.
- CHEN, W. F.; DUAN, L. **Brigge engineering handbook: construction and maintenance**. [S.I.]. 2014.
- CHILDS, D. Turbomachinery rotor dynamics: phenomenon, modeling, and analysis. [S1]:, 1993.
- CORY, W. Fans and Ventilation: A Practical Guide., 2010. Disponível em:
- FILHO, L. F. S. Manutenção por análise de vibração: uma valiosa ferramenta para gestão de ativos, Rio de Janeiro, 2013.
- GARCIA, M. S. Análise de defeitos em sistemas mecânicos rotativos a partir da monitoração de vibração, Rio de Janeiro, Brasil, 2005.
- GOODMAN, T. P. A least-squares method computing balance corrections., 1964.
- HOLANDA, S. M. S. Aplicação da manutenção preditiva por análise de vibrações em equipamentos de trens urbanos com plano de manutenção proposto. **Disertação (Mestrado)**, Recife, 2016.
- MITCHELL, J. S. From vibration measurements to condition-based maintenance. **Sound and vibration**, Ohio, v. 41, n. 1, 2007. p. 62 - 79.

- NEPOMUCENO, L. X. Técnicas de manutenção preditiva -vol I. [S1]:, v. 1, 2014.
- NORTON, M. P.; KARCZUB, D. G. Fundamentals of noise and vibration analysis for engineer. [S1]:, Cambridge, 2003.
- RAO, S. Vibrações Mecânicas. [S1: s.n.], 2008.
- SENKO, R. et al. Estudo do comportamentodinamico de rotores e controle dos níveis de vibração sob desbalanceamento rotativo., Campina Grande, PB , 2013.
- SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. R. Projetos de engenharia mecânica. [S1]: Bookmam, 2005.
- SKF. Manual de Manutenção de Rolamento, 2023. Disponível em: <https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d1968083afa2/pdf_preview_medium/0901d1968083afa2_pdf_preview_medium.pdf>. Acesso em: 01 Abril 2023.
- STANDARD. Internatonal. Mechanical Vibration of Machines With Operating Speeds From 10 to 200 res/s- Basis for Specifying Evaluaton Standards.[S1]: ISO, 1974.
- STANDARD, I. B. Fans for Genral Purposes-Part 7: Specifications for balancigand vibration. [S1]: BS ISO, 2003.