



UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA-
PPGEM

LAERTTY MORAES CAVALCANTE

**BANCADA DIDÁTICA PARA TESTES E ESTUDOS DAS VIBRAÇÕES
EM MÁQUINAS ROTATIVAS ACOPLADAS**

RECIFE

2017

LAERTTY MORAES CAVALCANTE

**BANCADA DIDÁTICA PARA TESTES E ESTUDOS DAS VIBRAÇÕES
EM MÁQUINAS ROTATIVAS ACOPLADAS**

Dissertação apresentada como requisito final para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica, do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco.

Área de concentração: Materiais e Fabricação
Orientador: Prof. Dr. Eng. Tiago Leite Rolim

RECIFE

2017

10 de março de 2017

“BANCADA DIDÁTICA PARA TESTES E ESTUDOS DAS VIBRAÇÕES EM
MÁQUINAS ROTATIVAS ACOPLADAS”

LAERTTY MORAES CAVALCANTE

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO
DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: ENGENHARIA DE MATERIAIS E FABRICAÇÃO

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA/CTG/EEP/UFPE

Prof. Dr. TIAGO LEITE ROLIM
ORIENTADOR/PRESIDENTE

Prof. Dr. CEZAR HENRIQUE GONZALEZ
COORDENADOR DO PROGRAMA

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. TIAGO LEITE ROLIM (UFPE)

Prof. Dr. JOSÉ MARIA ANDRADE BARBOSA (UFPE)

Prof. Dr. JOSÉ ORLANDO SILVEIRA ROCHA (UFPE)

Catálogo na fonte
Bibliotecária Margareth Malta, CRB-4 / 1198

C376b Cavalcante, Laertty Moraes.
Bancada didática para testes e estudos das vibrações em máquinas rotativas
acopladas / Laertty Moraes Cavalcante. - 2017.
88 folhas, il., gráfs., tabs.

Orientador: Prof. Dr. Tiago Leite Rolim.
Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG.
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2017. Inclui
Referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Bancada didática. 3. Máquinas rotativas.
4. Análise de vibrações. I. Rolim, Tiago Leite. (Orientador). II. Título.

UFPE

621 CDD (22. ed.)

BCTG/2017-359

Dedico esse trabalho

Aos meus pais, VALNEIDE DE MORAES CAVALCANTE E LUIZ ARLINDO BRAZ CAVALCANTE, meus exemplos! Sempre com muito amor e carinho, me deram apoio incondicional para alcançar meus objetivos e superar as dificuldades em todos os momentos.

Às minhas irmãs, LARISSA DE MORAES CAVALCANTE E NAYANNE DE MORAES CAVALCANTE, por todo o carinho com que sempre me apoiaram, para que eu pudesse finalizar essa etapa da minha vida.

À minha esposa, LUZIA ANGELICA ALVES CAVALCANTE, grande amor da minha vida, que me inspira a fazer sempre o melhor, com palavras amorosas de ânimo que me impulsionam nos momentos difíceis.

Agradeço também a todos os meus familiares e amigos que contribuíram com palavras de apoio para esta realização.

Ao professor TIAGO LEITE ROLIM, por toda a paciência e solicitude com que me ensinou a trilhar esse caminho, contribuindo para a minha formação profissional.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus por sempre ser tão bom para comigo, me iluminando com seus dons de saúde e sabedoria, que permitiram que eu realizasse essa importante fase da minha vida.

À minha esposa Luzia, que me ajudou com sua experiência e companheirismo a concluir e muitas vezes a revisar este trabalho.

Agradeço aos meus pais Luiz e Neide, pela compreensão em terem que ficar afastados da minha presença durante muito tempo e em momentos especiais, e mesmo assim me apoiar.

Ao meu orientador, Professor Dr. Eng. Tiago Leite Rolim, que me ofertou seu tempo, sabedoria, experiência e paciência para realização deste trabalho, me ajudando com conselhos e críticas que contribuíram para que eu seja um profissional melhor e mais maduro. Por me ensinar a sempre seguir o caminho certo, mesmo não sendo o mais fácil, lições que levarei por toda a minha vida.

Ao Mestre Prof. Eng. Rogério Pontes, que com paciência e experiência me ajudou na revisão deste trabalho. E, por todos os valiosos conselhos e palavras de apoio, desde que iniciei a vida acadêmica, que me ajudaram em momentos difíceis.

Ao Mestre Eng. Alex Aguiar da Silva por suas contribuições nas traduções e ilustrações desse trabalho, por me ajudar sempre que precisei.

Ao Eng. José Carlos Albuquerque da Silva, por todo apoio na concepção do projeto e elaboração dos desenhos técnicos, bem como na realização dos experimentos.

Ao Dr. Prof. Eng. José Orlando da Rocha Silveira, por suas valiosas contribuições para melhoria e conclusão deste trabalho.

Ao Dr. Prof. Eng. José Maria Barbosa, pela sua contribuição em conhecimentos e oportunidades para realização deste trabalho que junto ao programa PRH-PB203, deu apoio e financiamento ao projeto.

A Universidade Federal de Pernambuco e ao programa PPGEM, que me forneceu a oportunidade para realizar esse trabalho.

RESUMO

Máquinas com componentes girantes interligados estão presentes em muitos sistemas mecânicos quer sejam ligados a mobilidade ou às aplicações industriais. As bancadas didáticas são instrumentos de grande utilidade para o alinhamento dos conhecimentos teóricos com a realidade das execuções práticas de problemas na engenharia. Nos cursos de graduação em engenharia mecânica, a grande maioria das universidades não dispõe destas bancadas didáticas para aulas práticas em análise das vibrações em máquinas rotativas, as quais são provocadas por diversos fatores, entre eles o desalinhamento e desbalanceamento. Este trabalho teve por objetivo o projeto, fabricação, montagem e teste de uma bancada didática para simulações de problemas em máquinas rotativas com aplicações em cursos e disciplinas acadêmicas. Na verificação funcional do projeto foram realizadas várias medições de vibração e potência consumida, nas condições de máquina alinhada e balanceada e posteriormente puramente desalinhada e puramente desbalanceada, buscando assim avaliar sua utilização no meio acadêmico. Os resultados encontrados nas análises realizadas são coerentes com literaturas referenciadas. Nesse sentido, concluiu-se que esta bancada é viável para aplicações didáticas contribuindo na formação dos discentes que a partir da realização de experimentos adquirirão conhecimento para posterior diagnóstico em máquinas rotativas, ressaltando dessa forma a sua importância na aplicação de conhecimentos teóricos e práticos junto ao discente.

Palavras-chave: Bancada didática. Máquinas rotativas. Análise de vibrações.

ABSTRACT

Machines with interconnected rotating components are present in many mechanical systems whether linked to mobility or industrial applications. The didactic workbenches are very useful instruments for the alignment of theoretical knowledge with a reality of practical executions in engineering problems. In undergraduate courses of mechanical engineering, a large majority of universities do not have didactic workbenches for practical classes in vibrations analyzes of rotating machines caused by various factors such as misalignment and unbalanced. The objective of this work was modeling, manufacture and test a didactic workbench for simulations of problems in rotating machines with applications in courses and academic subjects. In the validation of the project, several measurements of vibration and consumed power were employed, being a machine aligned and balanced and later purely misaligned and purely unbalanced, looking for its use in the academic environment. The results founded in the analyzes carried out are consistent with literature already referenced. Therefore, it was concluded that the workbench is proper for didactic applications contributing in the training of the students that from the realization of experiments to acquire knowledge for later diagnosis in rotary machine, thus highlighting, their application of theoretical and practical knowledge to the student.

Keywords: Didactic bench. Rotary machines. Vibration analysis.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 2.1: Modelo vibracional.....	22
Figura 2.2: Desalinhamento paralelo.....	25
Figura 2.3: Desalinhamento angular.....	25
Figura 2.4: Desalinhamento misto.....	25
Figura 2.5: Alinhamento com régua e calibrador de folga.....	27
Figura 2.6: Perfil de um relógio comparador	28
Figura 2.7: Medição radial por relógio comparador.....	29
Figura 2.8: Medição axial por relógio comparador.....	29
Figura 2.9: Montagem do alinhador a laser.....	30
Figura 3.1: Montagem completa da mesa	36
Figura 3.2: Detalhe do sistema de amortecimento/nivelamento	37
Figura 3.3: Montagem final da bancada	38
Figura 3.4: Vista Isométrica do mecanismo de alinhamento	40
Figura 3.5: Vista em detalhe isométrico do mecanismo de alinhamento	41
Figura 3.6: Elemento girante.....	42
Figura 3.7: Vista lateral do elemento girante.....	42
Figura 3.8: Modelo da análise modal	43
Figura 3.9: Detalhe da base do mancal	45
Figura 3.10: Detalhe do elemento girante	45
Figura 3.11: Montagem final da bancada didática.....	46

Figura 3.12: Alinhador a laser.....	47
Figura 3.13: Analisador de vibração.....	48
Figura 3.14: Wattímetro digital ET – 409I	48
Figura 3.15: Analisador de vibração	49
Figura 3.16: Sensores ótico e absoluto	51
Figura 3.17: Montagem do Alinhador a laser	52
Figura 3.18: Fluxograma da aquisição de dados de vibração	53
Figura 3.19: Montagem do alicate wattímetro.....	53
Figura 3.20: Medição de vibração no mancal LOA na posição radial horizontal	54
Figura 3.21: Medição de vibração no mancal LA na posição axial	55
Figura 3.22: Medição de vibração no motor na posição radial horizontal	55
Figura 3.23: Valores do desalinhamento	56
Figura 3.24: Detalhe da massa de balanceamento	57
Figura 3.25: Detalhe das adições de massas.....	60
Figura 4.1: Gráfico de vibração no motor na radial vertical Fase 2.....	60
Figura 4.2: Gráfico de vibração no motor na radial horizontal Fase 2.....	61
Figura 4.3: Gráfico de vibração no motor na axial Fase 2	62
Figura 4.4: Gráfico de vibração no mancal LA na radial vertical Fase 2.....	62
Figura 4.5: Gráfico de vibração no mancal LA na radial horizontal Fase 2.....	63
Figura 4.6: Gráfico de vibração no mancal LA na axial Fase 2	63
Figura 4.7: Gráfico de vibração no mancal LOA radial vertical Fase 2.....	64
Figura 4.8: Gráfico de vibração no mancal LOA radial horizontal Fase 2.....	64

Figura 4.9: Gráfico de vibração no mancal LOA na axial Fase 2	65
Figura 4.10: Gráfico de vibração no Motor na radial vertical Fase 3	66
Figura 4.11: Gráfico de vibração no Motor na radial horizontal Fase 3.....	67
Figura 4.12: Gráfico de vibração no Motor na axial Fase 3	67
Figura 4.13: Gráfico de vibração no mancal LA na radial vertical Fase 3.....	68
Figura 4.14: Gráfico de vibração no mancal LA na radial horizontal Fase 3.....	69
Figura 4.15: Gráfico de vibração no mancal LA na axial Fase 3	69
Figura 4.16: Gráfico de vibração mancal LOA na radial vertical Fase 3.....	70
Figura 4.17: Gráfico de vibração mancal LOA radial horizontal Fase 3.....	71
Figura 4.18: Gráfico de vibração no mancal LOA na axial Fase 3	71
Figura 4.19: Gráfico de vibração no Motor na radial vertical Fase 4	72
Figura 4.20: Gráfico de vibração no Motor na radial horizontal Fase 4	73
Figura 4.21: Gráfico de vibração no Motor na axial Fase 4	73
Figura 4.22: Gráfico de vibração no mancal LA na radial vertical Fase 4.....	74
Figura 4.23: Gráfico de vibração no mancal LA na radial Horizontal Fase 4.....	75
Figura 4.24: Gráfico de vibração no mancal LA na axial Fase 4	75
Figura 4.25: Gráfico de vibração mancal LOA na radial vertical Fase 4.....	76
Figura 4.26: Gráfico de vibração no mancal LOA na radial horizontal Fase 4...	77
Figura 4.27: Gráfico de vibração no mancal LOA na axial Fase 4	77
Figura 4.28: Gráfico de potência da Fase 2	78
Figura 4.29 Gráfico de potência da Fase 3.....	79
Figura 4.30: Gráfico de potência da Fase 4	80

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1: Lista de componentes da mesa	37
Tabela 3.2: Lista de itens da bancada	39
Tabela 3.3: Propriedades de estudo	43
Tabela 3.4: Informações de malha	44
Tabela 3.5: Dados de frequência	44
Tabela 4.1: Comparativo das características das Bancadas.....	83

LISTA DE SÍMBOLOS E SIGLAS

LOA – Lado Oposto ao Acoplamento

LA – Lado do Acoplamento

KW - Quilowatt

KWh - Quilowatt-hora

RMS - Root Mean Square (ou valor quadrado médio)

ISO - International Organization for Standardization (ou Organização Internacional para Padronização)

A - Ampere

V - Volts

THD - Total Harmonic Distortion (ou Distorção Harmônica Total)

CAD - Computer-Aided Design (ou Desenho Assistido por Computador)

CAE - Computer-Aided Engineerin (ou Engenharia Assistida por Computador)

FEA - Finite Element Analysis (ou Análise de Elementos Finitos)

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
1.2	OBJETIVOS	17
1.2.1	Objetivo Geral	17
1.2.2	Objetivos Específicos	17
2	REFERENCIAL Teórico	18
2.1	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	18
2.2	METODOLOGIA DE PROJETO	19
2.3	MÁQUINAS ROTATIVAS	21
2.4	VIBRAÇÕES MECÂNICAS	22
2.5	DESALINHAMENTO	24
2.6	ALINHADORES DE EIXOS	25
2.6.1	Régua e Calibrador de Folga	26
2.6.2	Relógio Comparador	27
2.6.3	Alinhador a Laser	29
2.7	DESBALANCEAMENTO	30
2.8	ANÁLISE MODAL	31
2.9	DIAGNÓSTICOS DE PROBLEMAS EM MÁQUINAS ROTATIVAS	32
2.9.1	Análise de Vibrações	33
2.9.3	Análise Energética	34
3	METODOLOGIA	35
3.1	PROJETO EM CAD DA BANCADA DIDÁTICA	35
3.1.2	Bancada de Testes	38
3.1.4	Elemento Girante	41
3.1.5	Análise das Frequências Naturais do Elemento Girante.	43
3.2	FABRICAÇÃO E MONTAGEM	45

3.3	INSTRUMENTOS DE MEDIÇÃO	46
3.3.1	Alinhador a Laser	46
3.3.2	Analizador de Vibrações.....	47
3.3.3	Alicate Wattímetro	48
3.3.5	Balanceamento	49
3.4	TESTES	50
3.4.1	Descrevendo as Fases.....	51
3.4.1.1	Fase 1 – Procedimentos Iniciais.....	51
3.4.1.2	Fase 2 - Assinatura	53
3.4.1.3	Fase 3 - Desalinhamento	55
3.4.1.5	Fase 4 - Desbalanceamento	56
3.5	CUSTOS	58
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	59
4.1	ANÁLISES DAS VIBRAÇÕES NO MOTOR E MANCAIS	59
4.1.1	Análise das Vibrações da Fase 2	59
4.1.2	Análise das Vibrações na Fase 3	65
4.1.3	Análise das Vibrações da Fase 4	72
4.2	MEDIÇÃO DE POTÊNCIA CONSUMIDA.....	78
4.3	APLICAÇÕES DIDÁTICAS	80
4.4	COMPARATIVO COM OUTRAS BANCADAS DIDÁTICAS	83
5	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	85
	REFERÊNCIAS.....	86

1 INTRODUÇÃO

Máquinas com componentes girantes interligados estão presentes em muitos sistemas mecânicos quer sejam ligados a mobilidade ou às aplicações industriais. O comportamento mecânico desses sistemas tem sido tema importante nas etapas de projeto, fabricação, montagem e testes como também durante o seu uso. Um dos principais desafios, atualmente, nos cursos superiores é fazer com que o processo de estudo seja estimulante e que o discente tenha interesse em ultrapassar o ambiente da sala de aula, cumprindo além do conhecimento, objeto das disciplinas, a capacidade de integrar outros conhecimentos, competências e habilidades multidisciplinares. Nesse contexto, as bancadas didáticas são instrumentos de grande utilidade para o alinhamento dos conhecimentos teóricos com a realidade das aplicações práticas.

Cada vez mais se têm máquinas operando a elevadas rotações, sendo necessário conhecer o comportamento dinâmico destes equipamentos. O funcionamento dinâmico das máquinas deve atender requisitos normativos e preditivos quanto aos níveis de vibração que possuem.

O uso de máquinas rotativas em indústria é extenso, e estas devem trabalhar nas melhores condições de uso, ou seja, com mínimo de desalinhamento e desbalanceamento possível, já que problemas como estes podem ocasionar: vibrações, desgaste e falhas prematuras nos equipamentos, avarias em rolamentos e mancais entre outros. O menor tempo de vida útil dos componentes girantes além de maiores gastos com energia elétrica são alguns dos problemas principais que levam as empresas a ter despesas com manutenção de máquinas rotativas (HINES, *et al*, 1998 apud SZYMON, 2011).

Na busca pela aplicação de conceitos, validação de modelos teóricos e refinamento de projetos, a utilização de bancadas experimentais que simulam sistemas reais, revela-se uma alternativa bastante difundida em universidades e também em centros de pesquisa de todo o mundo. Sendo perfeitamente possível a aplicação desse conceito para a análise de vibrações e alinhamento entre eixos. (JESUS & CAVALCANTI, 2011).

Com a procura da indústria por profissionais capacitados que tenham conhecimentos em manutenção de máquinas rotativas, surgiu a necessidade do projeto e construção de uma bancada didática, de baixo custo e que possibilite análises variadas em máquinas rotativas, com a possibilidade da simulação real de alguns defeitos mecânicos no equipamento. Esta bancada poderá simular uma máquina em operação com defeitos instaurados, para que estes possam ser estudados, onde seja permitido alterar de forma rápida e controlada o alinhamento de dois semieixos de máquinas rotativas e que seja equipada com um dispositivo de simulação de desbalanceamento, a fim de efetuar práticas de análise de vibrações e outras análises de interesse como termografia e medição de potência.

Para testar a bancada didática, parâmetros como análise de vibrações, alinhamento de eixos e análise de potência consumida foram utilizados de modo a garantir a qualidade da mesma, bem como verificar a potencialidade do projeto para aplicações em diferentes áreas de pesquisas, tanto na graduação, iniciação científica, na pós-graduação e principalmente em aulas experimentais de disciplinas relacionadas.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo Geral

Este trabalho de pesquisa tem como objetivo projetar, fabricar, montar e realizar testes práticos em uma bancada didática para sua utilização em diversas condições de alinhamento e balanceamento, permitindo uma avaliação do comportamento dinâmico de máquinas rotativas em função dessas variáveis.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Projetar uma bancada móvel provida de um mecanismo para nivelamento e amortecimento vibracional;
- Dispositivo para variação da velocidade de rotação;
- Criação de mecanismos que alterem as condições de trabalhos;
- Desenhar os componentes mecânicos de uma bancada utilizando o *software Solidworks*;
- Fabricar os componentes mecânicos da bancada;
- Realizar montagem dos componentes mecânicos da bancada;
- Realizar testes experimentais visando avaliar o funcionamento da bancada;
- Medir a vibração resultante das seguintes condições impostas: desalinhamento e desbalanceamento;
- Medir potência elétrica consumida nas condições impostas: desalinhamento e desbalanceamento;
- Propor usos didáticos com base no uso da bancada.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Silva (2012) em sua dissertação de mestrado desenvolveu uma bancada para acionamento, aquisição e análise de vibração em máquinas rotativas, permitindo realizar a aquisição dos dados para situação normal de funcionamento e para falhas simuladas. Os experimentos realizados possibilitaram a detecção das falhas de desbalanceamento através do nível de vibração. E, através da frequência do sinal de vibração, foi comprovado que a amplitude significativa do espectro ocorre na frequência de rotação do equipamento, quando se trata de desbalanceamento. Além das aplicações didáticas, a bancada também se mostrou viável no ramo industrial de manutenção preditiva.

Jesus e Cavalcante (2011) realizaram análises de vibração para um conjunto suportado por 2 mancais de deslizamento, localizado na Refinaria Landulpho Alves (RLAM) – PETROBRAS, em resposta para o fenômeno de desbalanceamento, desalinhamento e roçamento. Os resultados deste estudo reforçaram as afirmações teóricas sobre os diagnósticos de defeitos, expondo que determinadas falhas mostram um padrão bem definido de vibração. Além disso, a análise dos níveis de energia e dos espectros de frequências relacionados à simulação dessas falhas propiciou uma maior familiarização com parâmetros fundamentais para a investigação continuada de equipamentos.

Silva, Silva e Irmão (2004), em seus estudos objetivaram aplicar parte dos conhecimentos adquiridos na análise do comportamento dinâmico de máquinas rotativas, através da concepção e testes de uma bancada didática capaz de simular problemas de balanceamento de rotores como recurso complementar de ensino, visando melhorar a aprendizagem dos alunos. Observou-se que a bancada didática se comportou de forma adequada e que os resultados obtidos servem como parâmetro de avaliação de situações típicas de máquinas rotativas sob esta condição. Entretanto, quando

comparada com máquinas especiais de balanceamento, se verifica a necessidade de inserir melhorias a fim de cobrir uma maior variedade de problemas encontrados num sistema físico real.

Em sua pesquisa, Szymon e Pieta (2011) desenvolveram uma bancada didática para alinhamento de dois semieixos de máquina rotativa. Dentre os resultados observados durante o processo de análise de vibrações, verificou-se a necessidade de se flexibilizar um pouco a bancada, deixando-a mais sensível ao desalinhamento para um melhor resultado na execução das práticas. Contudo, os resultados obtidos confirmam os dados presentes na literatura.

2.2 METODOLOGIA DE PROJETO

Para Baxter (2011) a concepção de novos produtos é trabalho complexo e que engloba diferentes interesses e habilidades dos envolvidos como por exemplo: consumidores que anseiam por novidades, produtos melhores e a preços racionais ou os vendedores que esperam diferenciações e vantagens competitivas. Engenheiros que esperam não só uma fabricação como uma montagem igualmente mais simples diferente dos designers que gostariam de inovar nos materiais processos e soluções, já os empresários querem investir pouco e ter um rápido retorno do capital.

Logo, a criação e desenvolvimento de novos produtos é uma solução de compromisso, onde muitos interesses precisam ser atendidos para que haja sucesso no empreendimento e o produto satisfaça os diferentes anseios dos interessados. (BAXTER, 2011)

Projeto de engenharia pode ser entendido como um processo no qual serão aplicadas várias técnicas e princípios científicos com a finalidade de construir um dispositivo, método ou sistema, ou seja, trata-se da criação de uma máquina funcional que seja segura e confiável. Deste modo é de responsabilidade do engenheiro definir e calcular movimentos, forças e mudanças de energia de modo para definir dimensões, formas e materiais que serão necessários para cada peça que faz parte da máquina (NORTON, 2013).

Uma versão de metodologia de projeto pode ser definida em 10 etapas:

1. Identificação da necessidade
2. Pesquisa de suporte
3. Definição dos objetivos
4. Especificação de tarefas
5. Síntese
6. Análise
7. Seleção
8. Projeto detalhado
9. Protótipo e teste
10. Produção

Na identificação (1) da necessidade é apresentado uma noção superficial do problema a ser solucionado e na pesquisa de suporte (2) o problema deve ser apresentado por completo para que seja possível determinar o objetivo (3) de maneira clara e realista do problema inicial. As especificações de tarefas (4) criam uma lista que delimitam a solução do problema para que na síntese (5) sejam pesquisadas alternativas, sem levar em conta o valor ou qualidade. Na análise (6) as soluções serão encontradas na síntese serão aceitas, rejeitadas ou modificadas e a melhor solução é selecionada (7) e o seu projeto é enfim detalhado (8). Ainda na fase de detalhamento são feitos os desenhos, escolhidos fornecedores e definidos as especificações finais do projeto para que seja fabricado o protótipo (9), se o projeto prever a fabricação em quantidade ele entra em produção (10) (NORTON, 2013).

As ideias e desenhos iniciais do projeto geralmente são feitas à mão livre, para a etapa de execução são necessários desenhos mais técnicos, criados no detalhamento do projeto, onde a utilização de aplicativos de desenhos para o auxílio dessa tarefa facilitam o trabalho, esses aplicativos são chamados de CAD. Esses programas auxiliam não só no desenho como também no estudo de outros parâmetros, como as frequências naturais de vibração dimensionamentos de eixos e suportes, com análise de elementos

finitos (FEA). Aplicativos que tem vários pacotes de ferramentas de projeto são chamados de CAE ou engenharia auxiliada por computador (NORTON, 2013).

2.3 MÁQUINAS ROTATIVAS

As máquinas rotativas consistem de um elemento que gira em torno de seu centro e com posição relativa a outro elemento fixo. Na maioria dos casos tem como objetivo transformar ou transferir energia de forma a gerar movimento e/ou força (torque). Um exemplo comum de máquina rotativa seria um conjunto motor-bomba, que é uma máquina de fluxo a qual transfere energia a líquidos através da ação de um rotor (FRISWELL et al., 2010).

Existem diferentes tipos de máquinas rotativas, mas a grande maioria pode ser classificada dentro de três grupos básicos:

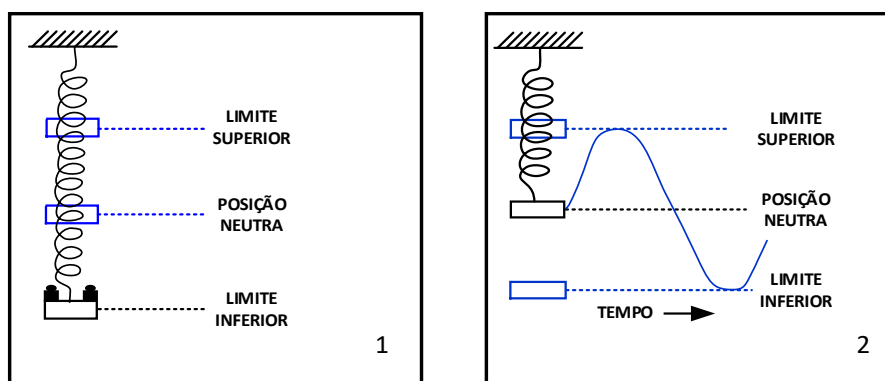
- Máquinas motoras;
- Sistemas de transmissão;
- Máquinas movidas;

Máquinas motoras são sistemas que tem como proposta transmitir energia mecânica de uma máquina motora para uma máquina movida. Além da energia mecânica transmitida, normalmente realiza uma transformação de velocidade e força e pode também atuar como uma embreagem. A característica comum é que a energia de entrada é normalmente em forma de rotação através de um eixo, enquanto a saída pode ser uma variedade de formas incluindo energia cinética ou pressão de um fluido, energia elétrica, energia cinética ou potencial de materiais sólidos, etc. Os sistemas de transmissão que tem como proposta transmitir energia mecânica de uma máquina motora para uma máquina movida. Além da energia mecânica transmitida, normalmente realiza uma transformação de velocidade e força. Já as máquinas movidas não podem operar por conta própria e precisam estar acopladas a uma máquina motora, para gerar movimento e força (VANCE, 2010).

2.4 VIBRAÇÕES MECÂNICAS

Vibração pode ser entendida como a oscilação de um corpo sobre um ponto referencial em decorrência de uma determinada força, portanto a vibração mecânica é o fenômeno observado quando uma partícula executa movimentos em torno de uma posição de equilíbrio. Fisicamente, o fenômeno de vibração é o resultado da troca de energia entre dois depósitos de um mesmo sistema. Quando existir a troca de energia cinética em energia potencial e vice-versa, surge a vibração. Na figura 2.1 pode ser vista uma ilustração que exemplifica a vibração mecânica onde, no quadro 1 um sistema massa mola encontra-se estático com a massa no limite inferior, ou seja, a mola está esticada e acumula energia elástica. No quadro 2 após o sistema ser liberado a massa começa a oscilar entre os limites inferior e superior trocando energia cinética por potencial e vice-versa.

Figura 2.1: Vibração mecânica



Fonte: O autor

As grandezas físicas da vibração são três: frequência, amplitude e fase. A frequência é o número de ciclos que um evento acontece em um dado período, geralmente medidos na unidade Hz (Hertz). Já a amplitude é a intensidade que acontece um determinado evento. A fase indica o ângulo em que o sinal se apresenta através da reação física da máquina ou componente. (SPAMER, 2009). Frequentemente, encontram-se os sinais de vibrações

compostos de várias frequências que ocorrem simultaneamente, e que podem ser analisados de duas maneiras: Amostragem da amplitude versus tempo, onde é analisada a forma de onda no tempo, ou espectro de frequência (transformada rápida de Fourier - FFT) onde são revelados os componentes existentes no sinal amplitude x frequência.

Dentre as principais causas de vibrações acentuadas podem-se destacar desbalanceamento de massa, desalinhamento, folgas mecânicas, baixa rigidez da estrutura, rolamento com defeitos (pista interna, externa, elemento girante e grade), além de folga excessiva em mancais de deslizamento. Para cada defeito citado, temos uma assinatura característica. As vibrações podem ser classificadas quanto à **excitação, amortecimento, linearidade e magnitude** (RAO, 2009).

Quanto a excitação a vibração pode ser:

- Livre: o sistema vibra sem interferência externa,
- Forçada: caso forças externas que ocasionam o movimento.

Se classificarmos quanto ao amortecimento ela pode ser:

- Amortecida: se a energia é perdida por atrito durante o movimento;
- Não-amortecida: se a energia não é dissipada por atrito no movimento;

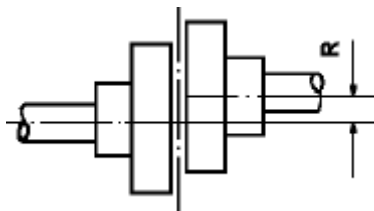
Ainda pode ser classificada quanto a linearidade, onde ela pode ser linear se todos os elementos do conjunto de um sistema vibratório se comportarem linearmente e podem ser estudados apenas por equações paramétricas ou não linear caso contrário, e a magnitude sendo ela determinística ou aleatória (RAO, 2009).

2.5 DESALINHAMENTO

Existem várias aplicações para máquinas rotativas acopladas. Essas podem ser utilizadas diretamente no processo produtivo ou em tarefas secundárias como produção de ar comprimido ou bombeamento de fluxo hidráulico para os equipamentos principais. Por isso em processos que a sua utilização é extensa deve se manter a manutenção regular para que problemas como desalinhamento entre eixos não causem falhas prematuras na máquina ou o impedimento da produção. O desalinhamento pode causar ainda o aumento das vibrações, desgaste ou falha dos equipamentos e acessórios, menor tempo de vida útil de rolamento e mancais e ainda causam um aumento dos gastos com energia elétrica. Uma máquina rotativa acoplada pode ser considerada desalinhada quando as linhas centrais dos eixos de rotação estão desalinhadas entre si, ou seja, não são colineares.

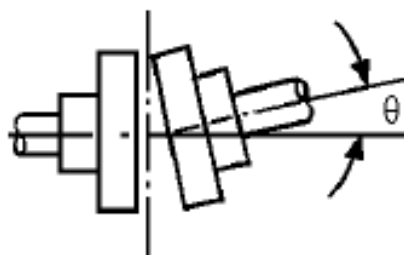
Podemos classificar o desalinhamento entre eixos em três tipos: angular, paralelo ou misto e esses podem ocorrer tanto no plano vertical quanto no plano horizontal. O desalinhamento paralelo é caracterizado quando as linhas de centro dos eixos de rotação são paralelas entre si, como mostrado na figura 2.2 onde R é a distância paralela entre os eixos. No desalinhamento angular linhas de centro dos eixos de rotação se interceptam no ponto de transferência de carga, mas não tem paralelismo entre si como ilustrado na figura 2.3 onde θ é o ângulo formado pelas linhas de centro dos eixos rotativos. Já no desalinhamento misto é observado a combinação dos outros dois tipos de desalinhamento, ou seja, as linhas de centros apresentam uma intersecção em um ponto diferente do desalinhamento angular como visto na figura 2.4. Esse tipo de desalinhamento é o mais comum em máquinas rotativas acopladas (SENAI, 1997).

Figura 2.2: Desalinhamento paralelo



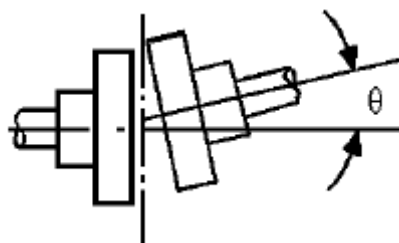
Fonte: SENAI, 1997

Figura 2.3: Desalinhamento angular



Fonte: SENAI, 1997

Figura 2.4: Desalinhamento misto



Fonte: SENAI, 1997

2.6 ALINHADORES DE EIXOS

Fabricantes de acoplamentos alegam que seus produtos tem a capacidade de absorver alguns dos esforços causados pelo desalinhamento. Em parte, pode ser verdade, mas os mancais não são capazes de absorver todos os esforços. A energia em forma de vibração e aumento de temperatura ocasionada por um desalinhamento possivelmente diminuirá o tempo de vida

útil de mancais e de outros elementos do conjunto mesmo que acoplamentos flexíveis sejam usados.

Atualmente alguns métodos são mais utilizados para alinhamento de eixos diferenciando em tecnologia e técnica.

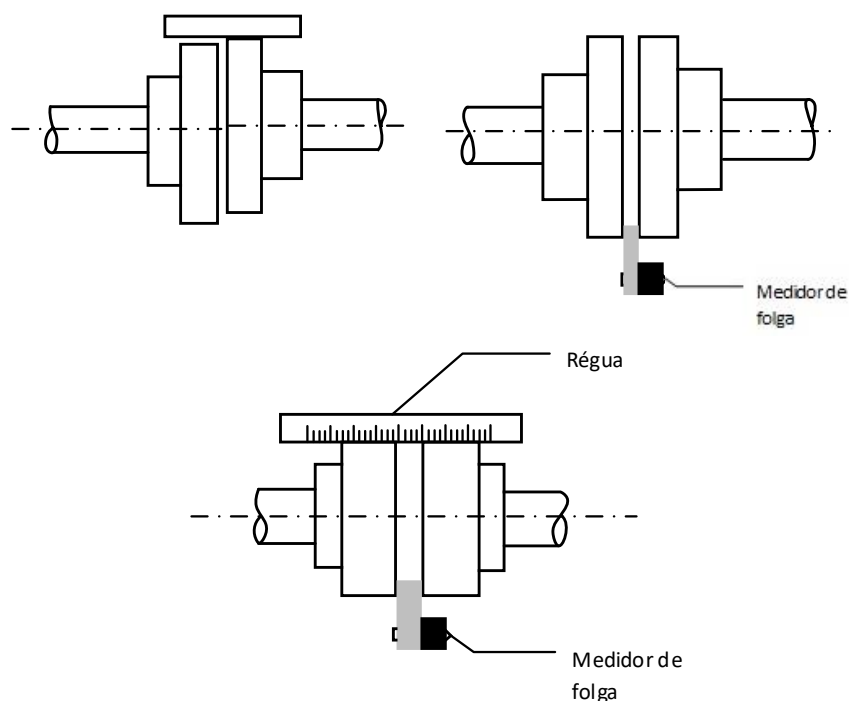
2.6.1 Régua e Calibrador de Folga

Apesar de simples esse método tem baixa confiabilidade, pois sua precisão e exatidão podem variar em decorrência do técnico que o está realizando a medição. Esse tipo de método deve ser aplicado quando existe urgência na manutenção e apenas em equipamentos de baixa rotação, com acoplamentos de grandes diâmetros.

O procedimento para utilização desse método poderia ser descrito da seguinte forma:

- O primeiro passo seria marcar os acoplamentos com os traços referenciais, num total de quatro marcações separadas em 90° cada uma.
- O segundo passo seria fazer as medições observando se a régua está nivelada com as duas partes do acoplamento para verificação do alinhamento paralelo. As medições são feitas nas quatro marcações realizadas anteriormente.
- O terceiro passo seria o alinhamento angular, para essa medição utiliza-se o calibrador de folga, a medição deve ser feita nas quatro posições já utilizadas. O calibrador de folga deve medir a distância (ou folga) entre as faces dos acoplamentos, se as quatro medições tiverem o mesmo valor significa que não existe desalinhamento angular, não deve ser esquecido que as marcações dos acoplamentos devem sempre estar em concordância (SENAI, 1997). A Figura 2.5 ilustra o alinhamento com régua e calibrador de folga onde o alinhamento paralelo é realizado primeiro seguido do angular.

Figura 2.5: Alinhamento com régua e calibrador de folga.



Fonte: O autor

2.6.2 Relógio Comparador

O relógio comparador pode ser definido como um instrumento de medição por comparação, caracterizado por uma escala e um ponteiro, estes interligados por mecanismos a uma ponta de contato. Diferenças na superfície medida captadas pela ponta de contato são aumentadas e irão movimentar o ponteiro rotativo diante da escala (MIIT, 2016).

Quando o ponta de contato sofre uma pressão e o ponteiro gira em sentido horário, a diferença é positiva. Isso significa que a peça apresenta maior dimensão que a estabelecida. Se o ponteiro girar em sentido anti-horário, a diferença será negativa, ou seja, a peça apresenta menor dimensão que a estabelecida. A Figura 2.6 ilustra o perfil de um relógio comparador sinalizando alguns dos principais componentes.

Figura 2.6: Perfil de um relógio comparador

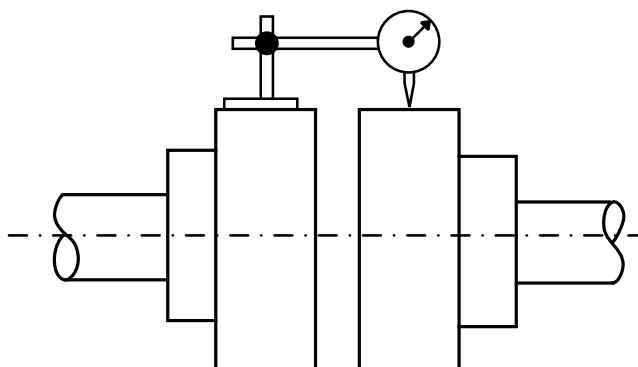


Fonte: MITUTOYO, 2015

No alinhamento de eixos, o relógio comparador é utilizado para medir a posição da linha de centro dos eixos tanto na radial quando na axial. Numa montagem comum o relógio comparador é posicionado no eixo, por suportes, na máquina que será alinhada. O ponteiro é então, posicionado para entrar em contato com o acoplamento ou eixo da outra máquina em quatro pontos defasados em 90°, já marcados antes das medições. Na a medição a ponta de contato do relógio para o alinhamento paralelo, deve ser posicionada perpendicularmente ao acoplamento da parte acionada como mostra a figura 2.7. Para a o alinhamento axial a medição deve ser tomada com a ponta de contado posicionada na axial em relação ao eixo como mostra a figura 2.7.

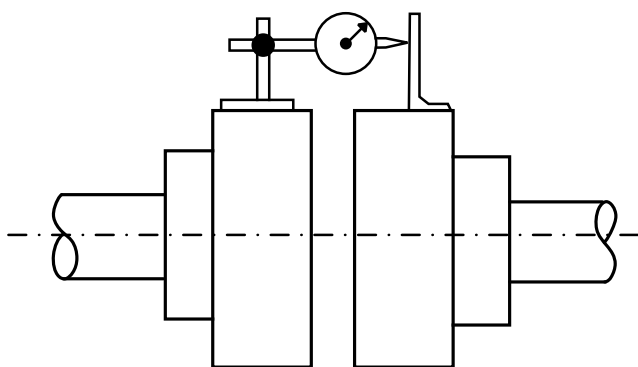
Existem dois tipos de métodos com relógio comparador, o chamado face e periferia e o dito por medição inversa. Apesar de estes métodos levarem mais tempo do que o com régua e calibrador de folga, um técnico bem treinado pode conseguir um resultado satisfatório de alinhamento.

Figura 2.7: Medição radial por relógio comparador



Fonte: O autor

Figura 2.8: Medição axial por relógio comparador



Fonte: O autor

2.6.3 Alinhador a Laser

O alinhador a laser consiste na utilização de duas unidades, sendo uma emissora e a outra receptora do feixe laser, e estes ligados a um microcomputador que realiza os cálculos e apresenta as correções que devem ser realizadas na parte movida. Desse modo não é necessário o uso de expressões matemáticas para cálculos pelo usuário para que seja executado o alinhamento. Esse método é utilizado para alinhar eixos acoplados, e oferece algumas características melhores se comparado aos métodos tradicionais como a rapidez no procedimento de medição e apresentação do resultado bem como sua facilidade de manuseio.

Um dos poucos fatores de limitação do método é seu uso em ambientes com concentração de condensados, como vapor, que possam provocar refração no feixe do laser dificultando a leitura pelo receptor (SZYMON E PIETA, 2011). A Figura 2.9 ilustra um alinhador a laser durante o processo de alinhamento.

Figura 2.9: Montagem do Alinhador a Laser



Fonte: Elaborado pelo Autor

2.7 DESBALANCEAMENTO

O desbalanceamento rotativo ocorre devido a uma distribuição desigual de massas em torno do eixo do rotor ou outro elemento girante da máquina, causando vibrações e transmitindo forças a seus mancais e fundação. No caso particular de máquinas rotativas o desbalanceamento é uma fonte comum de excitação vibratória. Em uma máquina pode ser causado por vários fatores, como por exemplo, pelo próprio processo de manufatura devido às tolerâncias de fabricação e a heterogeneidade do material (KURKA, 2015).

Além dos fatores citados anteriormente, o desbalanceamento pode ser provocado ainda por fatores relacionados à operação da máquina, tais como o acúmulo de partículas indesejáveis como, por exemplo, poeira, sujeira, resinas, entre outras, nas pás do rotor ou a remoção do material das pás quando o

fluido de trabalho possui partículas duras (FRISWELL *et al.*, 2010; BERTON JR, J., 2013).

2.8 ANÁLISE MODAL

Na fase de desenvolvimento de um projeto a análise modal se apresenta como uma etapa importante, já que nela podem ser determinados dos modos e as frequências naturais de vibração do sistema. Na grande maioria das vezes se explica análise modal em termos de modos de vibração de uma placa simples. A análise modal também é uma etapa importante em simulação dinâmica estrutural. Um sistema de elemento finito estrutural consiste em uma matriz de massa, rigidez e um vetor de força. Os modos próprios e as frequências próprias formam a solução fundamental do sistema quando o vetor de força é ajustado para zero (LIMA, 2013).

Durante a fase de aquisição de dados, a resposta estrutural é medida em locais bem definidos, enquanto a estrutura é estimulada por cargas com conteúdo de frequência conhecida. Muitos métodos de estímulo e configurações existem, dependendo da complexidade da estrutura, mas a maioria é de excitação por impacto de martelo e excitação por agitação. As frequências de ressonância aparecerão nos gráficos como picos em funções de resposta de vibração em locais de resposta. Outra forma de obter os dados é executar um modelo digital do projeto em um *software* de elementos finitos.

Em uma análise de elementos finitos, um problema é representado por um conjunto de equações algébricas que descrevem as condições de contorno do problema que devem ser resolvidas simultaneamente. Há dois tipos de métodos de solução: direto e iterativo. Os métodos diretos resolvem as equações usando técnicas numéricas exatas. Os métodos iterativos resolvem as equações usando técnicas de aproximação nas quais, em cada iteração, uma solução é pressuposta e os erros associados são avaliados. As iterações continuam até que os erros fiquem dentro das tolerâncias aceitáveis. Existem diferentes tipos de malhas para análise modal por programas que utilizam

elementos finitos para resolução de problemas como (MANUAL SOLIDWORKS, 2017):

- Malha sólida: O programa cria uma malha sólida com elementos sólidos 3D tetraédricos para todos os componentes sólidos na pasta Peças. Os elementos tetraédricos são apropriados para objetos volumosos.
- Malha de casca: O programa cria automaticamente uma malha de casca para chapas metálicas com espessuras uniformes (exceto no caso de estudos de testes de queda) e geometrias de superfície. Para chapas metálicas, a malha é criada automaticamente na superfície média. O programa extrai a espessura da casca da espessura da chapa metálica.
- Malha de viga: O programa usa a malha de viga automaticamente e identifica as juntas de componentes estruturais em contato ou que interferem uns com os outros, e de componentes estruturais que não estão em contato considerando uma distância determinada (tolerância). Um elemento de viga é um elemento de linha definido por dois pontos finais e um corte transversal. Elementos de viga são resistentes a cargas axiais, de curvatura, de cisalhamento e de torção. As treliças podem resistir somente a cargas axiais. Quando usado com soldagens, o software define propriedades de corte transversal e detecta juntas.
- Malha mista: O programa usa uma malha mista automaticamente quando diferentes geometrias estão presentes no modelo.

2.9 DIAGNÓSTICOS DE PROBLEMAS EM MÁQUINAS ROTATIVAS

Para máquinas rotativas alguns problemas são mais comuns, ou mais estudados, como o desbalanceamento e desalinhamento e algumas técnicas tem se mostrado relevantes para diagnóstico desses e outros problemas, tanto

em sua prevenção quanto na correção. Dentre elas podemos citar a análise de vibrações, o consumo energético e a termografia.

A seguir serão apresentadas as principais técnicas utilizadas para a detecção de problemas em máquinas rotativas.

2.9.1 Análise de Vibrações

No diagnóstico de problemas em máquinas rotativas a análise de vibrações se destaca, pois, possibilita determinar os problemas existentes em máquinas acopladas identificando as frequências de origem no equipamento analisado ou em partes dele. Por possui elementos mecânicos articulados alguns equipamentos podem ser considerados como osciladores mecânicos, pois suas partes e articulações podem sofrer excitações e provocar vibrações no sistema. Como resultado, o equipamento apresenta uma vibração complexa composta por várias frequências (SZYMON, 2011).

Existem alguns parâmetros fundamentais para se medir os níveis de vibração, são eles: deslocamento, velocidade e aceleração. Descrevendo a vibração de um elemento simples, como uma lâmina fina, o deslocamento físico da extremidade da lâmina é o que podemos chamar de amplitude da onda, em ambos os lados da posição de repouso. Os três parâmetros quantificam a vibração em um equipamento. Para identificar a origem da vibração a frequência é uma variável de importância pois ajuda a indicar a causa da vibração como também onde o ponto pesado se encontra em relação ao sensor de vibração (SPAMER, 2009).

Utilizando espectros de vibração pela velocidade de excitação é possível detectar alguns dos problemas mais comuns de vibração em máquinas rotativas, como exemplo (BUENO, 2010):

- Desbalanceamento: 1 vez a frequência de rotação do eixo, tanto na radial horizontal quanto na vertical.

- Desalinhamento: 1, 2 e até 3 vezes a frequência de rotação do eixo, observados em medições axiais e radiais.
- Eixo empenado: 1, 2 vezes a frequência de rotação do eixo

Com o auxílio de um aplicativo para análise de vibrações é possível identificar defeitos em rolamentos bem como localizar qual dos elementos apresenta o defeito. Um dos parâmetros que ajudam a definir o nível de vibração em função do tempo é o valor de Velocidade RMS – *Root Mean Square*, que pode ser traduzido como Valor Quadrático Médio. A norma ISO 10816 é utilizada como um padrão para estabelecer os limites toleráveis de vibração (BUENO, 2010).

2.9.3 Análise Energética

Na área industrial, a eficiência energética pode trazer significativa redução de custos, bem como aumento no rendimento energético de equipamentos e instalações, com a consequente melhoria da qualidade dos produtos fabricados. Para calcular o consumo de energia elétrica de um equipamento, primeiro verifique a potência dada em watts ou quilowatts e em seguida multiplique a potência encontrada pelo número de horas em que o equipamento foi utilizado no mês e depois divida por mil para obter o consumo em kWh por mês. Para medir o consumo energético de um equipamento faz necessária a utilização de equipamentos específicos de medição como um alicate wattímetro que pode medir diretamente a potência consumida em um equipamento, seja ele monofásico ou trifásico (VIANA, 2010).

3 METODOLOGIA

A metodologia de projeto foi aplicada para que o objetivo geral e consequentemente os específicos, descritos no item 1.2 fossem atendidos. De maneira sucinta podemos listar os requisitos para a bancada didática:

1. Permitir mobilidade do conjunto;
2. Permitir futuras melhorias e/ou alterações em suas partes;
3. Ter um dispositivo para auxiliar no nivelamento da bancada;
4. Ter um dispositivo para alterar o alinhamento axial e paralelo entre eixos acoplados tanto no plano horizontal quanto no vertical;
5. Ter um elemento girante dotado de mecanismo para alterar o balanceamento em até dois planos;
6. Ter um equipamento para alterar a rotação do motor;
7. Ter espaço para adição de instrumentos de medição e acessórios complementares;

3.1 PROJETO EM CAD DA BANCADA DIDÁTICA

Antes da fabricação, o modelo foi desenvolvido em um *Software* de desenho CAD, o *SolidWorks* com licença para o DEMEC. Essa etapa teve como objetivo avaliar previamente as funcionalidades, os materiais requeridos e detalhes dimensionais importantes para que o fabricante pudesse executar o projeto. A bancada de teste foi projetada em separado da mesa de suporte, prevendo futuras alterações e/ou melhorias no projeto inicial além de fornecer maior rigidez ao conjunto para alcançar os requisitos estabelecidos.

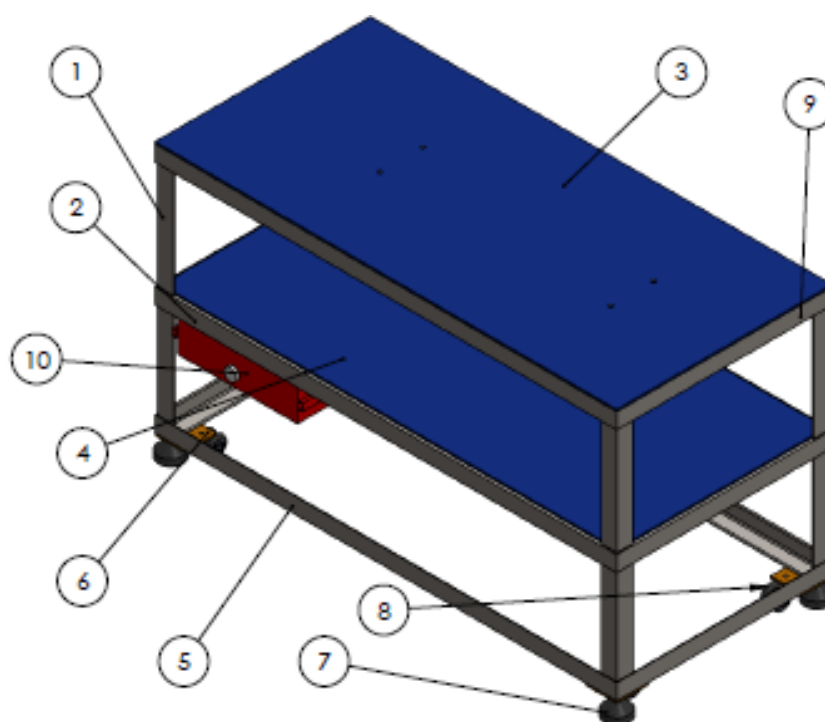
3.1.1 Mesa de Apoio para Bancada

Apesar de ser um projeto simples, cuidados foram necessários para que o sistema não interferisse nos testes, pois a mesa poderia entrar em colapso se

alguns parâmetros não fossem analisados. O que poderia ocorrer se, por exemplo, a frequência de oscilação do sistema coincidissem com a frequência natural de oscilação da mesa, ou seja, entrasse em ressonância.

Para evitar ocorrência de ressonância a massa da mesa foi elevada e adicionou-se um amortecimento nos pés de apoio da estrutura. Essas medidas foram tomadas para que a frequência natural ficasse muito além das frequências forçadas impostas. Para confirmação dessa teoria foi realizado ainda na etapa projeto um estudo para determinação das frequências naturais de excitação, etapa que será mostrada em detalhes no tópico 3.3. Na Figura 3.1 encontra-se o desenho de montagem da mesa com os componentes enumerados de 1 a 10, listados na tabela 3.1.

Figura 3.1: Montagem completa da mesa



Fonte: Elaborado pelo Autor

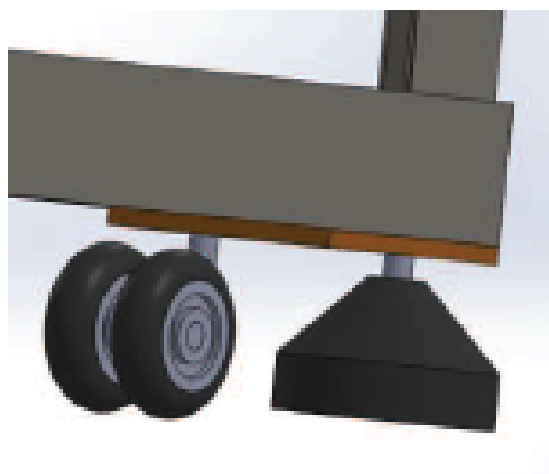
Tabela 3.1: Lista de componentes da mesa

Nº do Item	Nome da Peça	Quantidade
1	Coluna vertical	4
2	Travessa intermediária	1
3	Chapa superior	1
4	Chapa intermediária	1
5	Travessa Inferior	1
6	Suporte do rodizio	4
7	Pés / amortecimento	4
8	Rodizio	4
9	Travessa Superior	1
10	Gaveta	1

Fonte: Elaborado pelo Autor

A figura 3.2 mostra o detalhe do sistema de amortecimento/nivelamento utilizado, bem como os rodízios adicionados para mobilidade e ajustes do conjunto, como meio de melhorar a flexibilidade de utilização bem como sua adaptação em pisos desnivelados. É importante ressaltar que o nivelamento da mesa se deu com o auxílio de um nível linear de bolha com resolução de 0,02 mm/m.

Figura 3.2: Detalhe do sistema de amortecimento/nivelamento

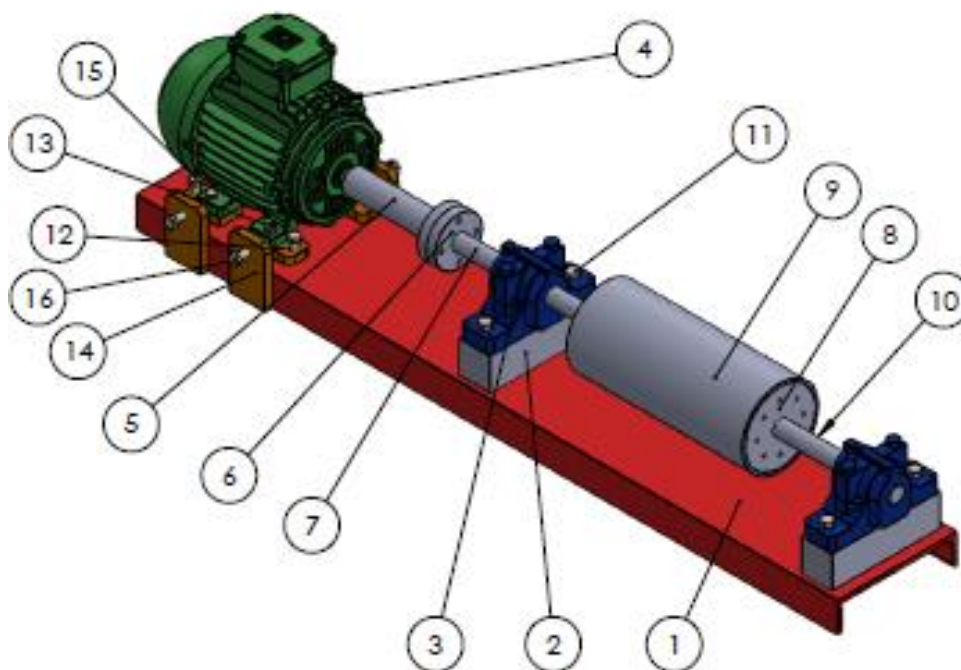


Fonte: Elaborado pelo Autor

3.1.2 Bancada de Testes

A bancada de testes é composta por uma base com, por um motor elétrico de indução, um inversor de frequência, acoplamento, dois mancais de rolamento, um elemento girante dotado de flanges com furos rosqueados para colocação de massa na condição de funcionamento com desbalanceamento um dispositivo de desbalanceamento e um dispositivo de alinhamento, como pode ser observado na figura 3.3 e descrito na tabela 3.2.

Figura 3.3: Montagem Final da bancada



Fonte: Elaborado pelo Autor

Tabela 3.2: Lista de itens da bancada

Nº do Item	Nome da Peça
1	Estrutura base
2	Base do mancal
3	Mancal
4	Motor
5	Eixo 1
6	Acoplamento
7	Eixo 2
8	Furo com rosca
9	Elemento Girante
10	Eixo 3
11	Parafuso M12 x 1,0 x 90
12	Mecanismo de elevação
13	Parafuso M8 x 1,0 x 50
14	Mecanismo de movimento do motor
15	Parafuso M10 x 1,0 x 30
16	Parafuso M10 x 1,0 x 50

Fonte: Elaborado pelo Autor

A seguir encontra-se a descrição detalhada dos componentes da bancada:

Motor (4): 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.

Acoplamentos (6): foi utilizado o acoplamento flexível com garras FC 250 (GG-25) do fabricante GTredutores (2015) com anel elástico de borracha níttrica, dureza de 80 Shore A, resistência à temperatura de -20°C a 80°C, poeira e óleo.

Mancais de rolamento (11): 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 recomenda-se os rolamentos autocompensadores 1206K, 2206K e 22206K com as respectivas

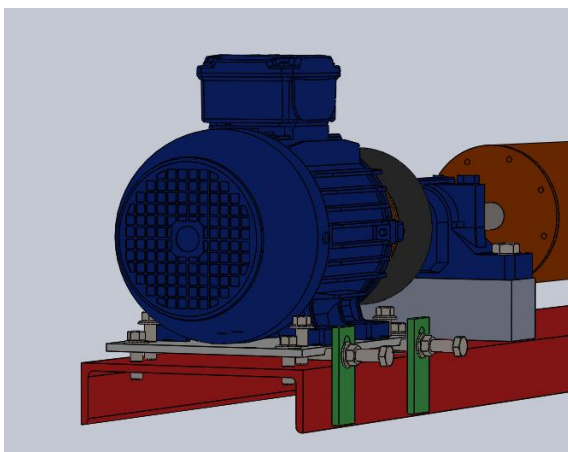
buchas H206 e H306, esse último pode ser utilizado nos dois últimos rolamentos. No caso foi utilizado o rolamento 1206K fabricado pela FAG.

Inversor de frequência: 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 utilizado em motores de potência de 0,18 kW a 14,7 kW, corrente de saída entre 1,0 A a 47 A, tensão de alimentação monofásica (220 V) ou trifásica (380 V), temperatura ambiente de operação 50°C e grau de proteção IP20.

3.1.3 Mecanismo de Ajuste para Posicionamento do Motor

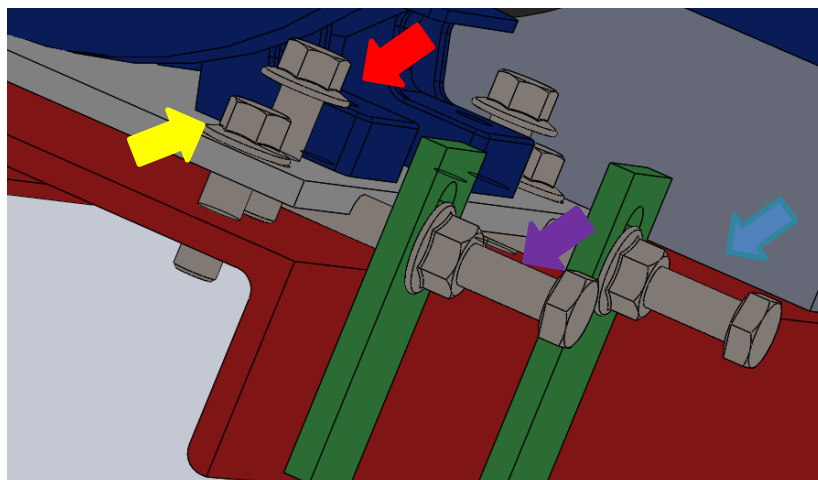
Uma das principais funcionalidades da bancada é a possibilidade de alinhar e desalinhar os eixos das partes movida e motora de uma máquina rotativa acoplada. Para isso, foi desenvolvido um projeto de mecanismo para essa finalidade. O alinhamento de eixos de máquinas rotativas ocorre nos planos horizontal e vertical, logo o mecanismo projetado deve ter dois graus de liberdade, e como pode ser visto nas figuras 3.4 e 3.5 o projeto atendeu a essa exigência, tendo um mecanismo para elevação e descida do motor (plano vertical) e outro mecanismo para movimentos laterais (plano horizontal).

Figura 3.4: Vista Isométrica do mecanismo de alinhamento



Fonte: Elaborado pelo Autor

Figura 3.5: Vista em detalhe isométrico do mecanismo de alinhamento



Fonte: Elaborado pelo Autor

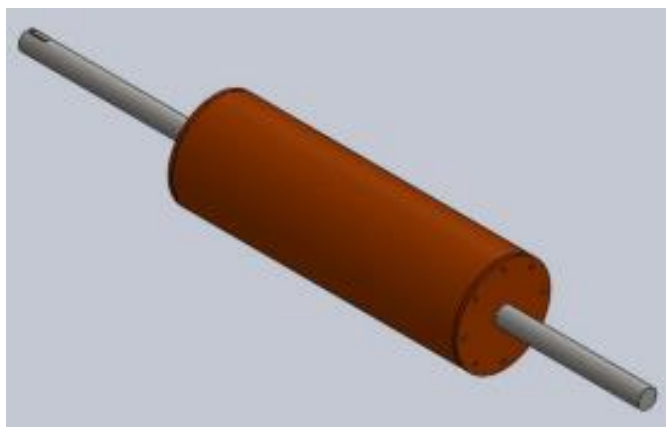
O funcionamento do mecanismo ocorre da seguinte forma: os pés do motor são fixados a uma chapa metálica única, em cinza, e um conjunto com quatro parafusos niveladores, um deles indicado pela seta vermelha na figura 3.5, e quatro fixadores, um deles indicado pela seta amarela da figura 3.5, independentes próximos a cada pé, acionando os parafusos eleva-se ou abaixa-se o motor até o nível desejado para o alinhamento vertical. Em seguida, para o alinhamento horizontal, usa-se dois parafusos soldados a base do motor indicados na figura 3.5 pelas setas azul e roxa, os quais quando girados podem mover horizontalmente a parte da traseira do motor (roxa) ou a dianteira (azul), esses parafusos são presos por um conjunto de porcas a chapas metálicas, em verde, que são soldadas a estrutura, em vermelho escuro. Os elementos também podem ser vistos na figura 3.3 que mostra a montagem completa da bancada.

3.1.4 Elemento Girante

Outra característica da bancada didática é a possibilidade de desbalanceamento do elemento girante em dois planos. Para tal, foi projetado um tubo com flanges soldadas nas extremidades concêntrico com o eixo e com

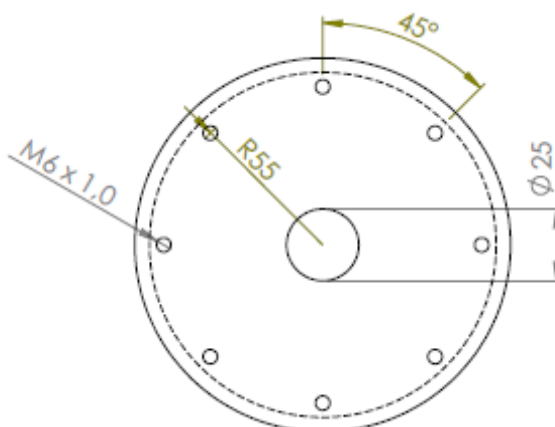
oito furos roscados distribuídos equidistantes em 45° nos flanges do elemento para a possibilidade de adicionar massas e permitir o desbalanceamento em um ou dois planos conforme os requisitos. A figura 3.6 mostra vista geral e na figura 3.7 são mostrados os detalhes da face do elemento girante. É importante notar que o cilindro flangeado representa uma carga ser a colocada em movimento de giro acionado pelo motor. Este conjunto é possível de ser encontrado em situações reais de produção. O uso do cilindro como elemento girante que adiciona carga ao motor elétrico e se aproxima mais de um conjunto real.

Figura 3.6: Elemento Girante



Fonte: Elaborado pelo Autor

Figura 3.7: Vista frontal do flange



Fonte: Elaborado pelo Autor

O funcionamento é bastante simples, porém como exigência de projeto para garantir a concentricidade entre eixo cilindro e flange o conjunto foi então torneado na condição de fixação entre centros nas faces do eixo. Como meio de garantir sua assinatura o elemento girante foi previamente balanceado no Laboratório de Balanceamento do Departamento de Engenharia Mecânica da UFPE. Os furos com rosca distribuídos nas faces do cilindro são utilizados para impor a condição de desbalanceamento através da fixação de parafusos com massas conhecidas adicionadas.

3.1.5 Análise das Frequências Naturais do Elemento Girante.

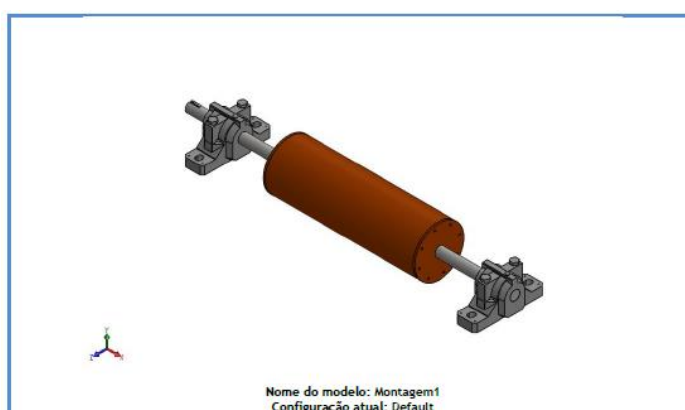
Com o auxílio do *software* “SolidWorks” foi realizado um estudo sobre as frequências naturais do elemento girante baseado em uma análise modal por elementos finitos. As propriedades do estudo estão informadas na tabela 3.3 e o modelo utilizado na análise está na figura 3.8.

Tabela 3.3: Propriedades de estudo

Tipo de análise	Frequência
Tipo de malha	Malha sólida
Número de frequências	5
Tipo do Solver	FFEPlus

Fonte: Elaborado pelo Autor

Figura 3.8: Modelo da análise modal



Fonte: Elaborado pelo Autor

Uma malha sólida com quatro pontos jacobianos se mostrou suficiente para a análise modal requerida. O solver FFEPlus trata-se de um método de resolução indireto e foi utilizado pois usa técnicas avançadas de reordenação de matrizes que o tornam mais eficiente para grandes problemas. Em geral, ele é mais rápido na resolução de grandes problemas, e torna-se mais eficiente à medida que o problema se torna maior (MANUAL SOLIDWORKS, 2017). A tabela 3.4 mostra as informações de malha.

Tabela 3.4: Informações de malha

Tipo de malha	Malha sólida
Gerador de malhas usado	Malha com base em curvatura
Pontos Jacobianos	4 Pontos
Qualidade de malha	Alta
Total de nós	80 474
Total de elementos	44

Fonte: Elaborado pelo Autor

Os resultados da análise apresentaram cinco números de frequência naturais de vibração do sistema. A tabela 3.5 demonstra os resultados obtidos onde todas as frequências vibracionais estão acima daquelas que serão utilizadas.

Tabela 3.5: Dados de frequência

Número da frequência	Hertz
1	214,5
2	262,66
3	263,66
4	512,79
5	514,96

Fonte: Elaborado pelo Autor

3.2 FABRICAÇÃO E MONTAGEM

Uma empresa escolhida por licitação com fundos do programa PRH PB203 - Tecnologia de Equipamentos (Programa de Recursos Humanos em Petróleo e Gás Natural) realizou o processo de fabricação e montagem. Durante todo o processo foram realizadas diversas visitas técnicas para acompanhamento.

A figuras 3.9 e 3.10 mostram detalhes da base do mancal e do elemento girante ainda na fase de montagem.

Figura 3.9: Detalhe da base do mancal



Fonte: Elaborado pelo Autor

Figura 3.10: Detalhe do elemento girante



Fonte: Elaborado pelo Autor

Na figura 3.11 pode ser visto o resultado final da fabricação com detalhes para tampa de segurança no elemento girante, primeiramente aberta e depois fechada, protegendo o usuário de eventuais partículas lançadas ou o incorreto manuseio durante o funcionamento da bancada.

Figura 3.11: Montagem final da bancada didática



Fonte: Elaborado pelo Autor

3.3 INSTRUMENTOS DE MEDIÇÃO

Para a execução dos testes foram utilizados os sistemas de medição descritos a seguir.

3.3.1 Alinhador a Laser

As medições dos níveis de desalinhamento e alinhamento dos eixos foram realizadas por um sistema de alinhamento óptico a laser do fabricante Pruftechnik, modelo Shaftalign OS3 que pode ser visto na figura 3.12. O equipamento de alinhamento é composto por uma central eletrônica (1) que recebe os dados do laser, por um transdutor laser (2) que transforma os sinais do laser em informação dimensional, um refletor (3) e um dispositivo de fixação

do transdutor e do refletor nos eixos do equipamento (4), numeração referente à figura 3.12.

Figura 3.12: Alinhador a Laser



Fonte: PRUFTECHNIK, 2015

3.3.2 Analisador de Vibrações

Para análise das vibrações mecânicas foi utilizado um equipamento de diagnóstico portátil do fabricante FAG, modelo Detector III com os seguintes componentes: acelerômetro com base magnética e cabo de sensor, sensor de disparo e balança. A figura 3.13 mostra o equipamento utilizado. Uma característica muito importante para análise com esse aparelho é a interface com o computador através do *software Trendline*, o que facilita o diagnóstico. Com interface em português e de bom entendimento, o aparelho se demonstrou de fácil manuseio. Antes da captação dos dados deve ser estabelecida uma rota de coleta de dados no programa fornecido e essa enviada ao equipamento.

Figura 3.13: Analisador de vibração



Fonte: Catalogo FAG, 2015

3.3.3 Alicate Wattímetro

Para as análises de consumo energético foi utilizado um alicate wattímetro digital ET-4091 da fabricante Minipa, trata-se de um instrumento digital portátil para medidas de potência (kW), energia, fator de potência e THD%-F com interface USB, de acordo com a categoria III 600V de segurança. A captura dos dados é obtida através do software ET - 4091 fornecido pela fabricante na versão 2.9. A figura 3.14 mostra o equipamento utilizado.

Figura 3.14: Wattímetro digital ET – 4091

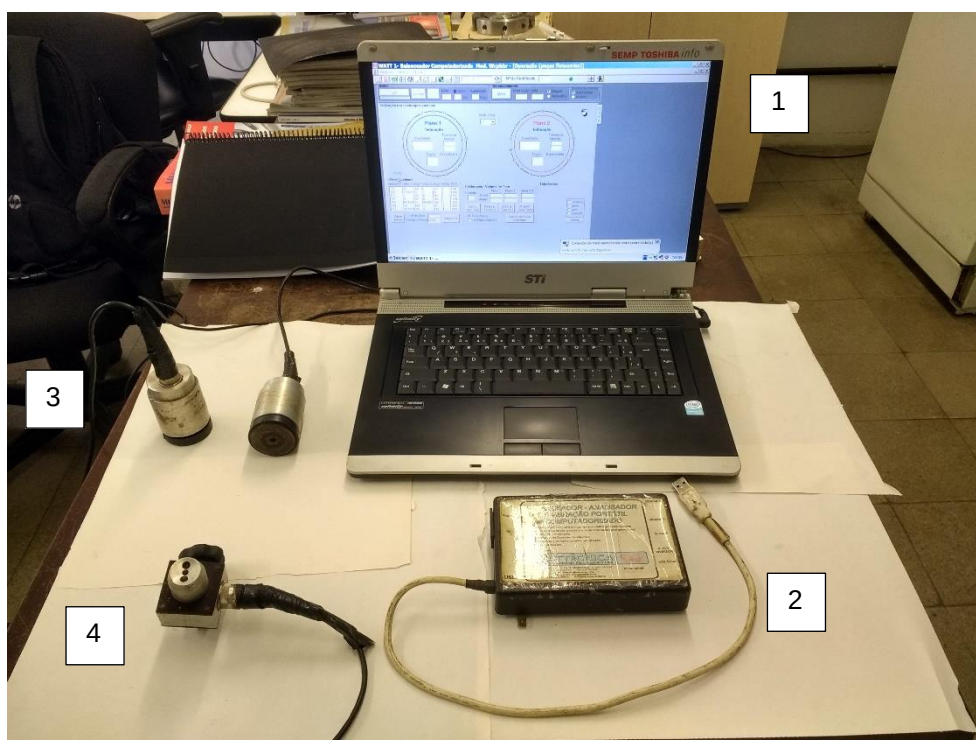


Fonte: MINIPA, 2015

3.3.5 Balanceamento

Para realização do balanceamento mecânico no elemento girante da bancada foi utilizado o balanceador/ analisador de vibração portátil computadorizado “WATT” modelo WCPBP da companhia Wattécnica Indústria e Comércio Eletromecânica. Esse equipamento foi utilizado para balancear o elemento girante em funcionamento como meio de refino do balanceamento anteriormente feito em uma balanceadora estacionária. O sistema de análise é composto por um computador do tipo *notebook* com programa “*Baldir*” (1) fornecido pelo fabricante, placa interface análogo-digital WB-CP1U (2), dois sensores absolutos de vibração (acelerômetros) com base magnética (3), um sensor ótico de posição com base magnética (4) e um conjunto de cabos. As numerações dos componentes podem ser visualizadas na figura 3.15.

Figura 3.15: Analisador de vibração



Fonte: Elaborado pelo Autor

3.4 TESTES

Para a validação do modelo foram escolhidos alguns parâmetros que confirmassem a capacidade funcional da bancada didática, foram eles: análise de vibração e medição de potência consumida. A aquisição desses dados seguiu uma série de procedimentos que serão descritos em resumo a seguir.

Os testes foram realizados no galpão do Departamento de Engenharia Mecânica, em maio de 2016. Todo o processo foi dividido em quatro fases, que tiveram como objetivo fazer medições na bancada em diferentes condições de funcionamento. Na sequência estão descritas as fases realizadas:

- Fase 1: A máquina foi colocada em melhor condição de funcionamento, ou seja, balanceada e alinhada com os menores valores residuais para velocidade das vibrações. Definiram-se os pontos de medição das velocidades de vibração e fizeram-se as montagens iniciais dos equipamentos de medição.
- Fase 2: Foi realizada a “assinatura” da Bancada, ou seja, nessa fase foram adquiridos dados das medições de vibração e consumo de potência energética nas melhores condições de alinhamento e balanceamento.
- Fase 3: Nessa fase a bancada foi desalinhada propositalmente para a análise do efeito do desalinhamento no funcionamento de máquinas rotativas. Esses efeitos foram mensurados pelos dados obtidos na análise dos espectros vibracionais e na análise da potência elétrica consumida.
- Fase 4: Nessa fase a bancada foi alinhada novamente e imposta a um desbalanceamento para a análise da interferência do desbalanceamento no funcionamento de máquinas rotativas que foi mensurado pela análise dos espectros vibracionais e pela análise da potência elétrica consumida.

Em todos os experimentos a bancada funcionou na frequência de 60Hz.

3.4.1 Descrevendo as Fases

3.4.1.1 Fase 1 – Procedimentos Iniciais

Na Fase 1 foi realizado o procedimento para confirmação do desbalanceamento residual em dois planos utilizando o equipamento referido na seção 3.2.5, sendo sua montagem descrita da seguinte forma: foram fixados os sensores (absolutos) na máquina a ser balanceada por meio de sua base magnética na posição radial horizontal, foi colado um disco na ponta do eixo com referencial de posição e medição de rotação da peça e fixado o emissor de luz por meio de sua base magnética próximo ao disco como mostrado na figura 3.16, ligou-se os cabos dos sensores a placa e ao computador para a utilização do *software* de análise de e gravação dos dados.

Ainda na figura 3.16, também pode ser observado o posicionamento do sensor ótico, indicado pela seta amarela, junto ao disco referencial preto e branco, indicado pela seta azul, e do sensor absoluto, indicado pela seta vermelha, posicionado na radial horizontal no mancal. O lado inverso deste disco que possui uma graduação de 0° a 360° que representa as referências para colocação da massa de teste e massa final para correção de desbalanceamento.

Figura 3.16: Sensores ótico e absoluto



Fonte: Elaborado pelo Autor

Ainda nessa fase etapa foi realizado um refino do alinhamento com alinhador a laser, descrito na seção 3.2.1 e o dispositivo de ajuste para alinhamento/desalinhamento descrito na seção 3.1.1. O equipamento foi montado como mostra à figura 3.17 e alguns cuidados foram ser tomados na montagem: o sensor emissor ficou no lado fixo do eixo (máquina estática) e o receptor na parte móvel.

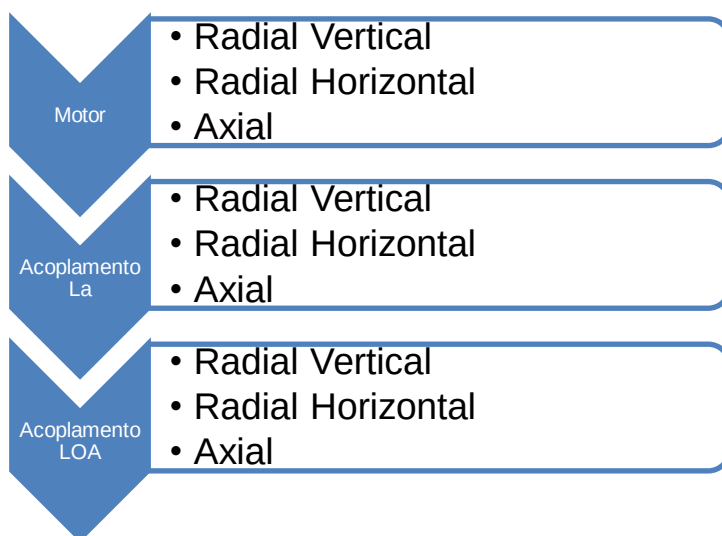
Figura 3.17: Montagem do Alinhador a laser



Fonte: Elaborado pelo Autor

Foram escolhidos nove pontos de análise na Fase 1, sendo eles: três no mancal LOA, três no mancal LA e três no motor. Sempre na sequência de medição: radial vertical > radial horizontal > axial. O fluxograma da Figura 3.18 a seguir resume sequência da aquisição dos dados de vibração.

Figura 3.18: Fluxograma da aquisição de dados de vibração.



Fonte: Elaborado pelo Autor

3.4.1.2 Fase 2 - Assinatura

Na fase 2 foi realizado a primeira medição de potência consumida com o auxílio do alicate wattímetro ET-4091, descrito na seção 3.3.3, foram obtidas tais medições em tempo real sobre a potência consumida pelo motor elétrico da bancada. A montagem é mostrada na figura 3.19, onde pode ser vista indicação do valor instantâneo.

Figura 3.19: Montagem do alicate wattímetro



Fonte: Elaborado pelo Autor

Um programa computacional, fornecido pelo fabricante, foi utilizado para a análise, aquisição dos dados e plotagem dos gráficos. As aquisições dos dados de potência ocorreram durante as fases 2, 3 e 4 dos experimentos, desde o momento em que a máquina era ligada até o desligamento da mesma, fornecendo dados da bancada em estado de assinatura e nas condições desalinhada e desbalanceada.

Para as medições de vibração foi utilizado o medidor “Detector III” descrito na seção 3.3.2. Através do sensor, foram coletados os sinais de vibração nos pontos de medição pré-determinados. Estes sinais foram processados no *software Trendline* descrito no item 3.3.2, o qual fornecem espectros das vibrações e velocidades e aceleração.

As figuras 3.20, 3.21 e 3.22 mostram o sensor em um dos pontos de aquisição de dados, no caso o radial horizontal do mancal LOA, axial do mancal LA e radial horizontal do motor, respectivamente.

Figura 3.20: Medição de vibração no mancal na posição LOA radial horizontal



Fonte: Elaborado pelo Autor

Figura 3.21: Medição de vibração no mancal na posição LA axial



Fonte: Elaborado pelo Autor

Figura 3.22: Medição de vibração no motor na posição radial horizontal



Fonte: Elaborado pelo Autor

3.4.1.3 Fase 3 - Desalinhamento

Nesta fase dos experimentos o conjunto foi desalinhado propositalmente com a utilização do dispositivo de movimento do motor, tanto na vertical quanto na horizontal para a aquisição de dados. A figura 3.23 mostra a tela do alinhador a laser com resultados das medições de desalinhamento.

Figura 3.23: Valores do desalinhamento



Fonte: Elaborado pelo Autor

Nessa fase foram realizadas as medições de vibração e de potência consumida para o desalinhamento puro. Esses dados puderam ser confrontados com a literatura já conhecida.

3.4.1.5 Fase 4 - Desbalanceamento

No início desta fase o conjunto foi realinhado voltando assim ao estado padrão de alinhamento estabelecido na Fase 1. Também nesta fase do experimento, o elemento girante foi propositalmente desbalanceado, adicionando-se novamente massas de 15g nos dois planos, como pode ser observado nas figuras 3.24 e 3.25, para que o conjunto fosse avaliado somente na condição de desbalanceamento.

Figura 3.24: Detalhe da massa de balanceamento



Fonte: Elaborado pelo Autor

Figura 3.25: Detalhe das adições de massa



Fonte: Elaborado pelo Autor

Após o desbalanceamento o motor foi acionado para realização das medições de potência e de vibração visando aquisição de dados.

3.5 CUSTOS

Os Custos da fabricação e montagem da bancada foram financiados pelo programa PRH PB – 203, como já citado anteriormente. O valor final foi de aproximadamente R\$ 7.000,00, que pode ser considerado baixo devido às funcionalidades do equipamento. Não foi possível uma comparação com os equipamentos dos autores citados na revisão bibliográfica, pois os trabalhos não mencionavam os custos totais de fabricação das mesmas. Empresas multinacionais produzem equipamentos semelhantes em escala industrial que são vendidos no mercado com valor médio R\$ 23.850,00. Bancada com esta ordem de custo, possui todas as características requeridas no projeto dessa referida dissertação, porém, vem com dois tipos de acoplamentos e também acompanha uma Kit com relógios comparadores para alinhamento.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Com os dados obtidos foi possível traçar comparativos entre as fases relacionadas na metodologia, ou seja, o estado de assinatura (balanceado e alinhado), puramente desalinhada e puramente desbalanceada. O ciclo dos experimentos serviu para demonstrar que a bancada poderia ser utilizada sem restrições para fins didáticos.

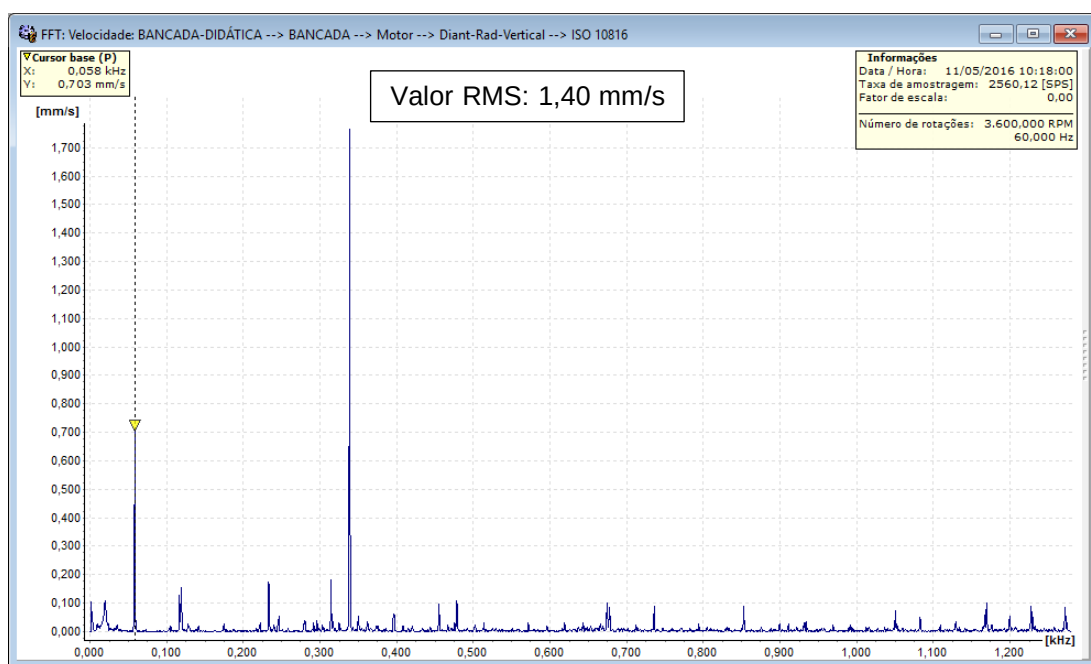
4.1 ANÁLISES DAS VIBRAÇÕES NO MOTOR E MANCAIS

Para a análise de vibração, descrita na metodologia, foram definidos nove pontos de medição em cada fase, totalizando 27 medições que resultaram em 27 gráficos de espectros que são mostrados da figura 4.1 até 4.27. Os espectros de vibração de velocidade foram escolhidos para visualização dos dados por terem uma análise mais direta e para comparação entre os resultados dos testes foi utilizado o padrão internacional a norma ISO 10816 que mostra os valores máximos de velocidade RMS (Root Mean Square) para cada classificação em função da potência do motor

4.1.1 Análise das Vibrações da Fase 2

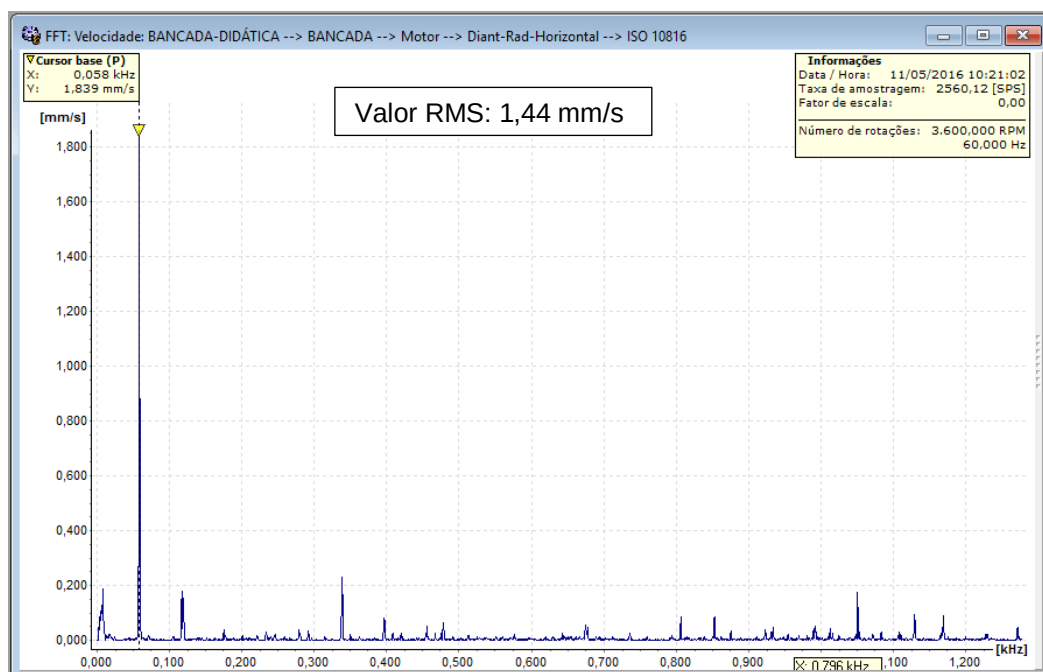
Nas figuras 4.1 a 4.9 estão mostrados os resultados das medições na Fase 2 dos experimentos, onde a bancada está balanceada e alinhada como estabelecido na sequência do roteiro na metodologia. Como pode ser visto nos gráficos, essa fase apresenta os menores valores para velocidade de vibração. Vale ressaltar que o cursor sempre representa o pico na frequência de giro (1X). A seguir as figuras 4.1, 4.2 e 4.3 são espectros referentes às medições realizadas no motor.

Figura 4.1: Gráfico de vibração no Motor na posição radial vertical Fase 2



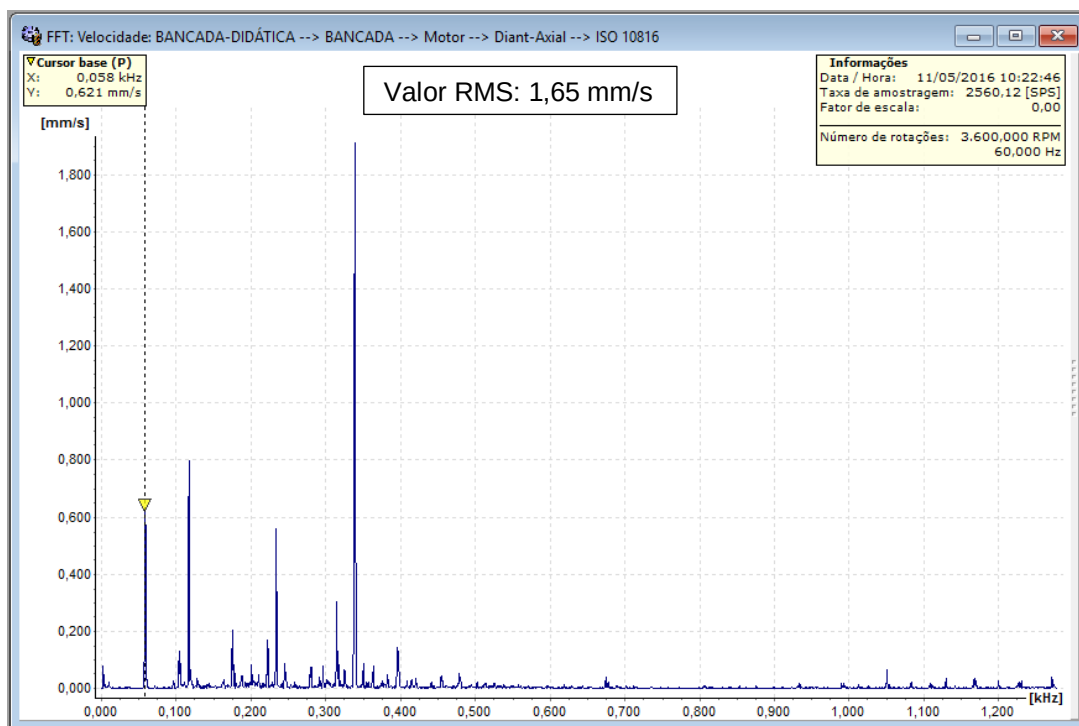
Fonte: Elaborado pelo Autor

Figura 4.2: Gráfico de vibração no Motor na posição radial horizontal Fase 2



Fonte: Elaborado pelo Autor

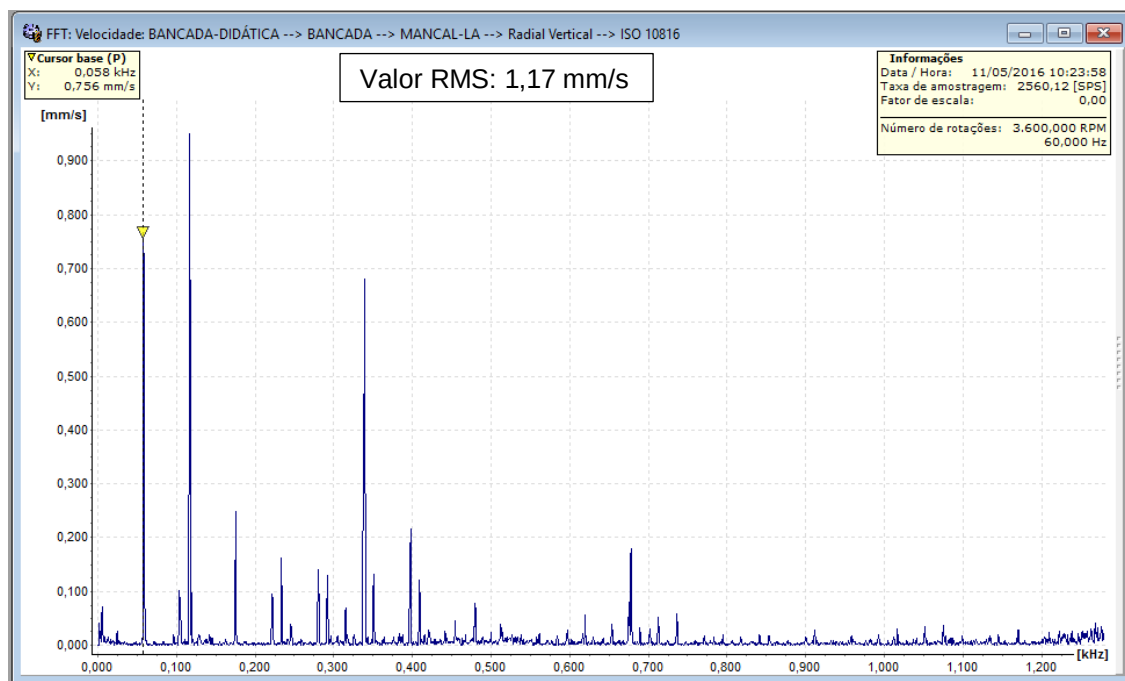
Figura 4.3: Gráfico de vibração no Motor na posição axial Fase 2



Fonte: Elaborado pelo Autor

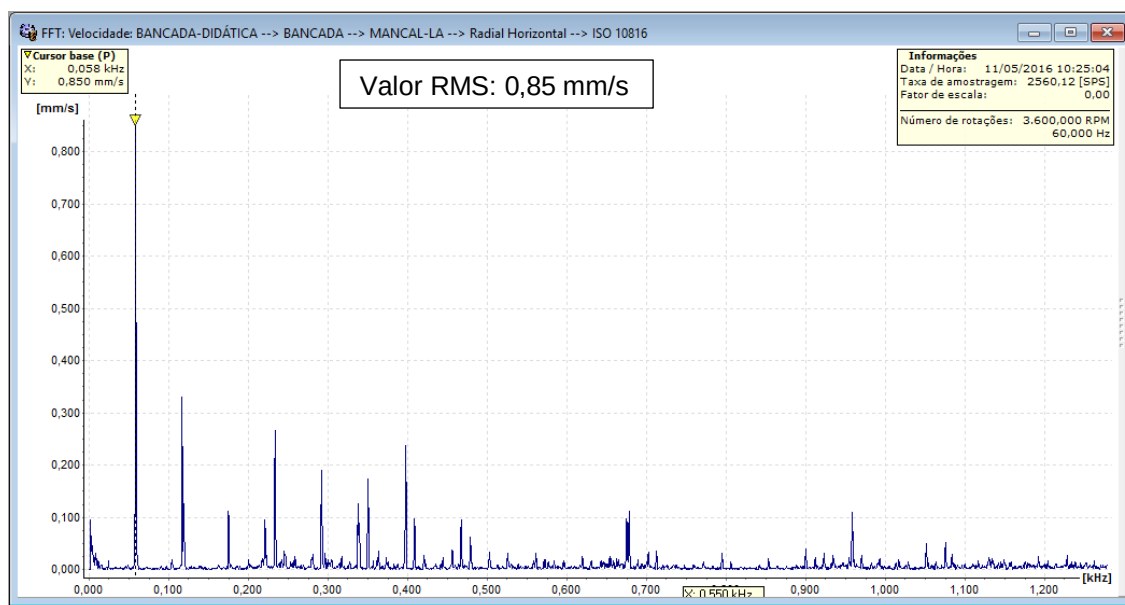
Os gráficos das figuras 4.1, 4.2, e 4.3 no geral, apresentam valores dentro da tolerância na norma para o equipamento medido em que até 1,80 mm/s é considerado satisfatório. As perturbações apresentadas são devido a folgas do sistema, desalinhamento e/ou desbalanceamento residuais e seus valores de pico são considerados reduzidos para a rotação de giro. A seguir os gráficos 4.4, 4.5 e 4.6 apresentam os espectros referentes às medições realizadas no mancal no lado do acoplamento (LA).

Figura 4.4: Gráfico de vibração no mancal na posição LA radial vertical Fase 2.



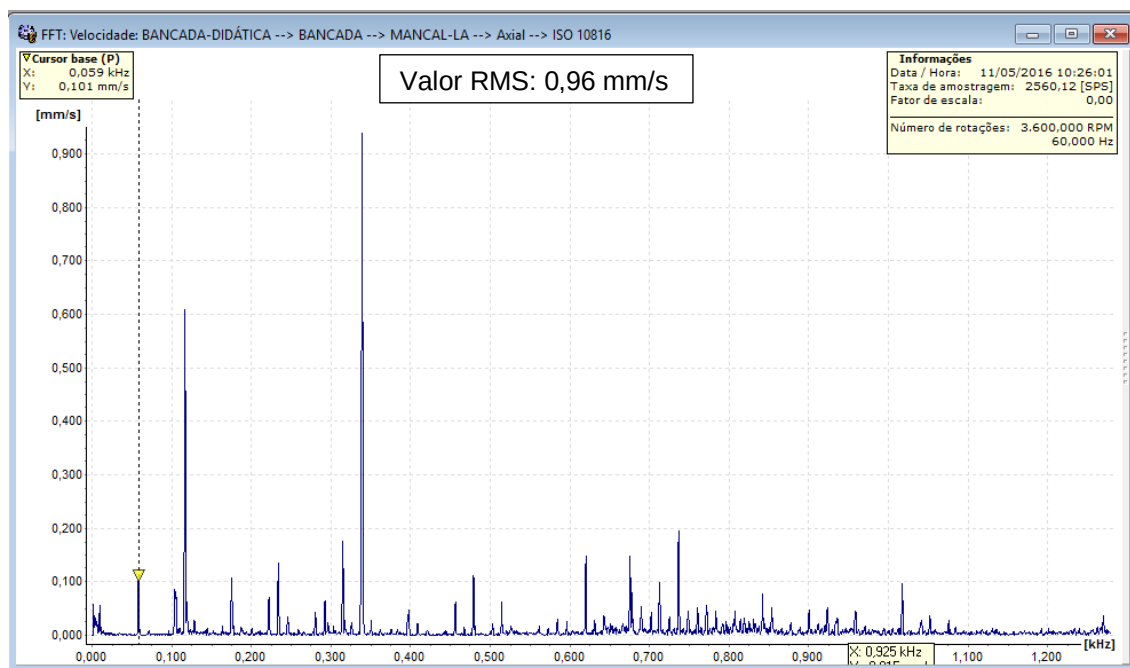
Fonte: Elaborado pelo Autor

Figura 4.5: Gráfico de vibração no mancal na posição LA radial horizontal Fase 2



Fonte: Elaborado pelo Autor

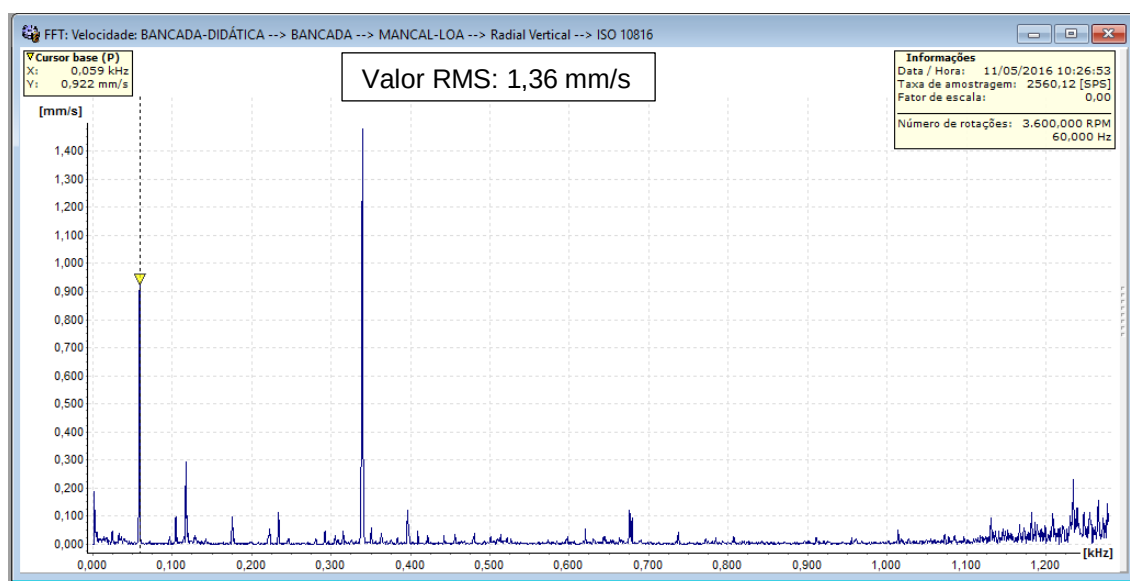
Figura 4.6: Gráfico de vibração no mancal na posição LA axial Fase 2



Fonte: Elaborado pelo Autor

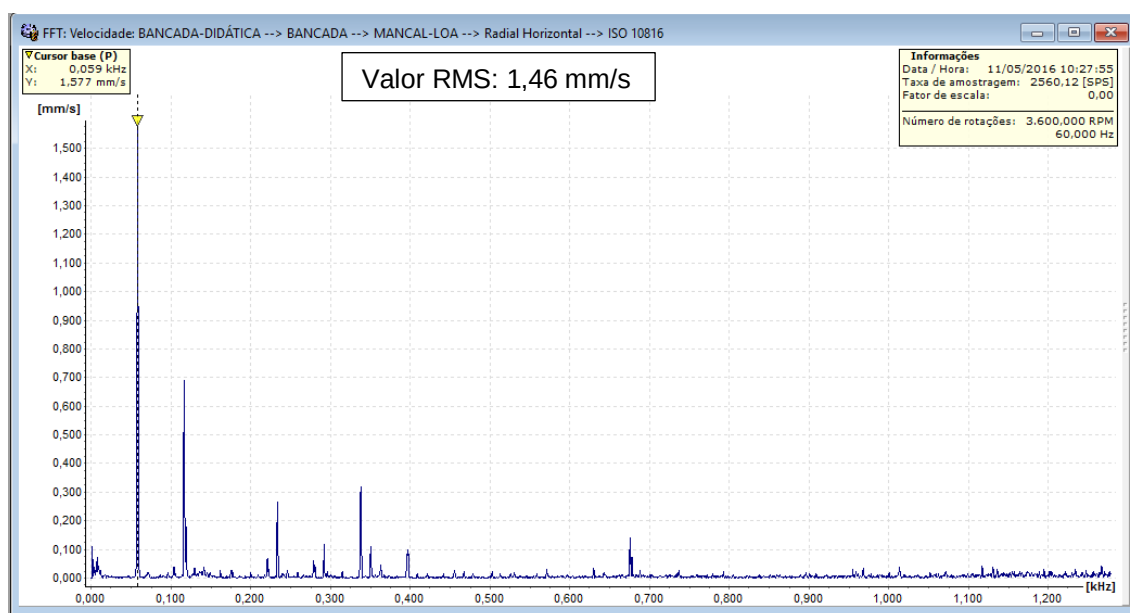
Os valores de velocidade RMS do acoplamento LA nessa fase mais uma vez mostram bons índices para o acoplamento, segundo a norma, com o maior valor em velocidade RMS de 1,17 mm/s na figura 4.4. Picos maiores se devem a folgas do sistema, desalinhamento e/ou desbalanceamento residuais, mas ainda considerados baixos. A seguir os gráficos 4.7, 4.8 e 4.9 são espectros referentes ao mancal posição oposta ao acoplamento (LOA).

Figura 4.7: Gráfico de vibração no mancal na posição LOA radial vertical Fase 2



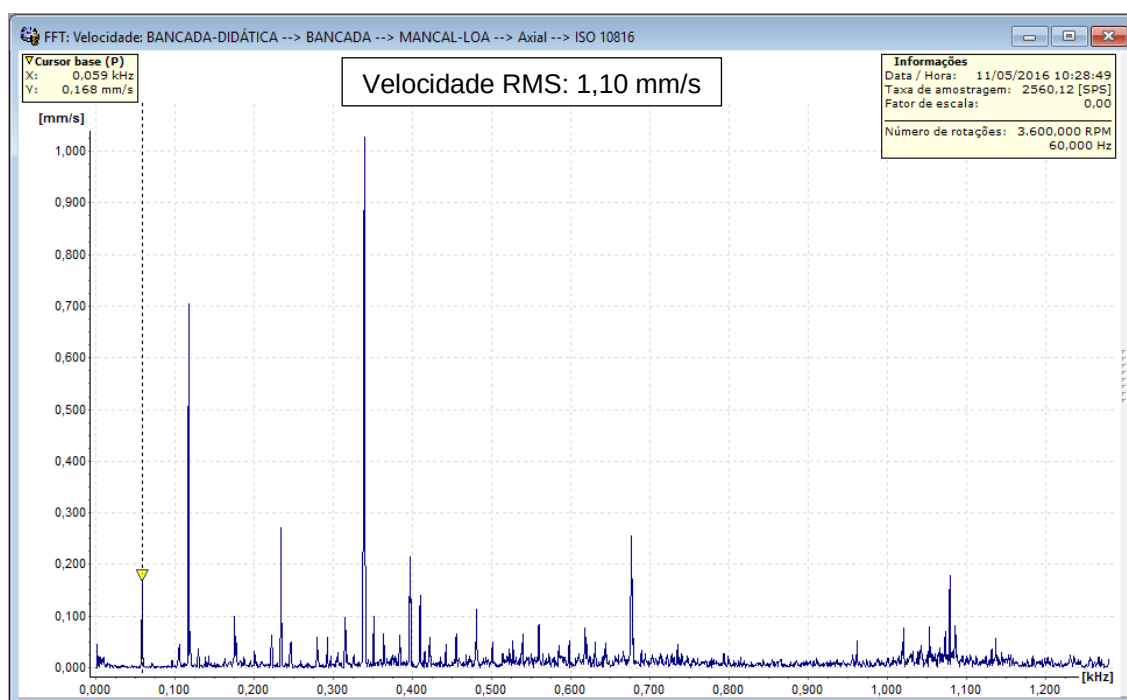
Fonte: Elaborado pelo Autor

Figura 4.8: Gráfico de vibração no mancal na posição LOA radial horizontal Fase 2



Fonte: Elaborado pelo Autor

Figura 4.9: Gráfico de vibração no mancal na posição LOA axial Fase 2



Fonte: Elaborado pelo Autor

Na condição de medição do mancal lado oposto ao acoplamento (LOA) o pode ser visto que os valores da velocidade RMS também estão dentro da tolerância segundo a norma onde o maior valor foi de apenas 1,46 mm/s RMS vista na figura 4.8. Também é perceptível observar os picos de baixos valores devido as a folgas residuais do sistema, desalinhamento e/ou desbalanceamento residual.

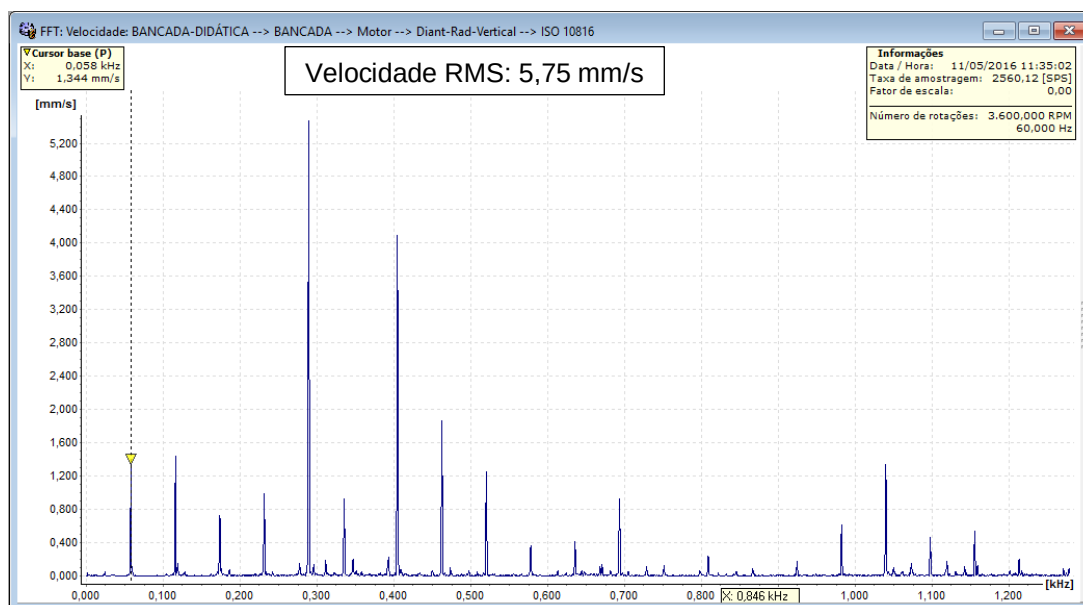
4.1.2 Análise das Vibrações na Fase 3

As figuras de 4.10 a 4.18, mostradas na sequência, referem-se aos dados obtidos na Fase 3 do experimento, ou seja, os eixos estão propositalmente desalinhados como estabelecido na metodologia. O desalinhamento imposto é do tipo combinado. Fica visível a existência um pico na frequência fundamental de giro, aproximadamente 60 Hz (1X), e em suas

harmônicas (2X, 3X, 4X...) de rotação do eixo (3600 rpm), o que de acordo com Piotrowski (1995), caracteriza desalinhamento.

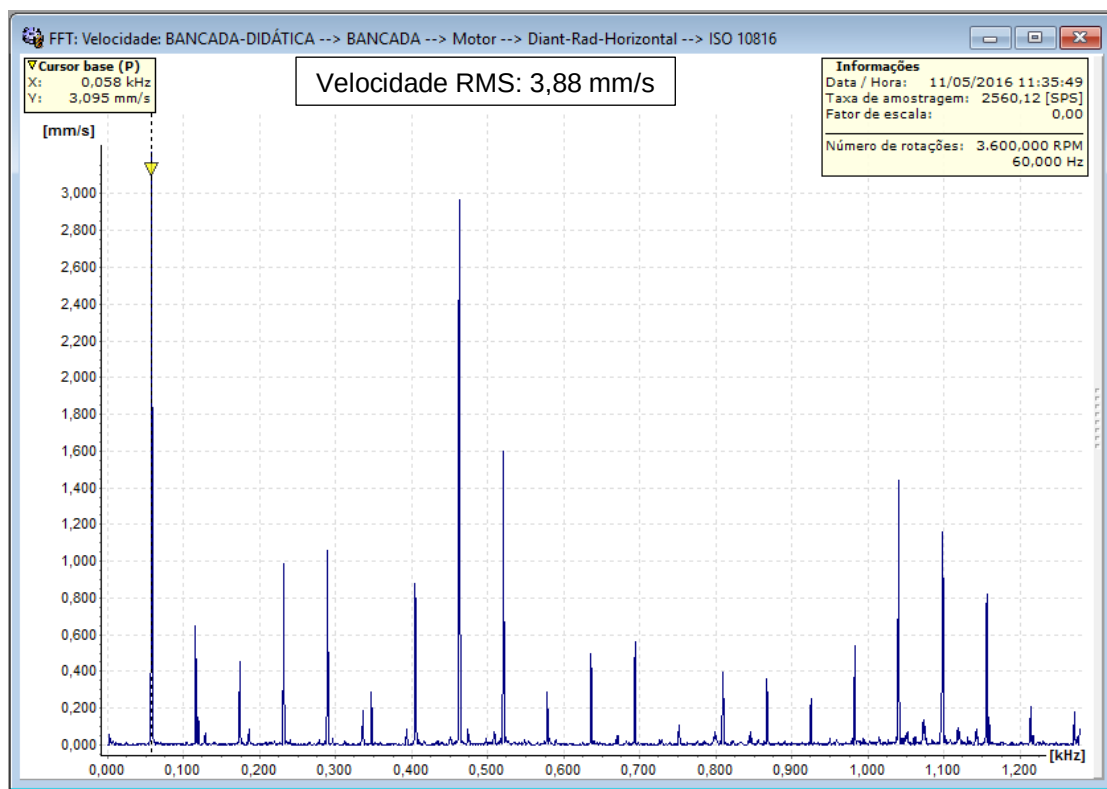
Em geral o desalinhamento angular entre eixos causa grandes vibrações axiais, já o desalinhamento paralelo é percebido nas medições radiais. Desalinhamentos axiais apresentam em seu espectro, em geral, um pico na frequência de giro seguido por outros menores em suas harmônicas. Já o desalinhamento paralelo tem em geral o segundo pico da harmônica maior seguido por outros menores (BUENO, 2010). As figuras 4.10 até 4.12 são referentes às medições no motor.

Figura 4.10: Gráfico de vibração no Motor na posição radial vertical Fase 3



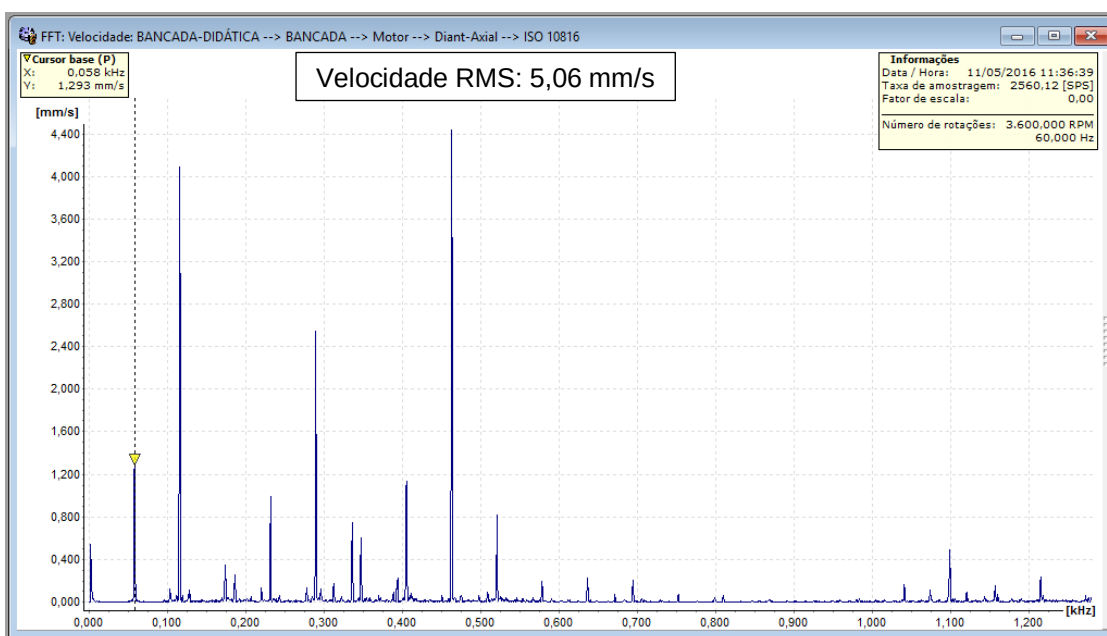
Fonte: Elaborado pelo Autor

Figura 4.11: Gráfico de vibração no Motor na posição radial horizontal Fase 3



Fonte: Elaborado pelo Autor

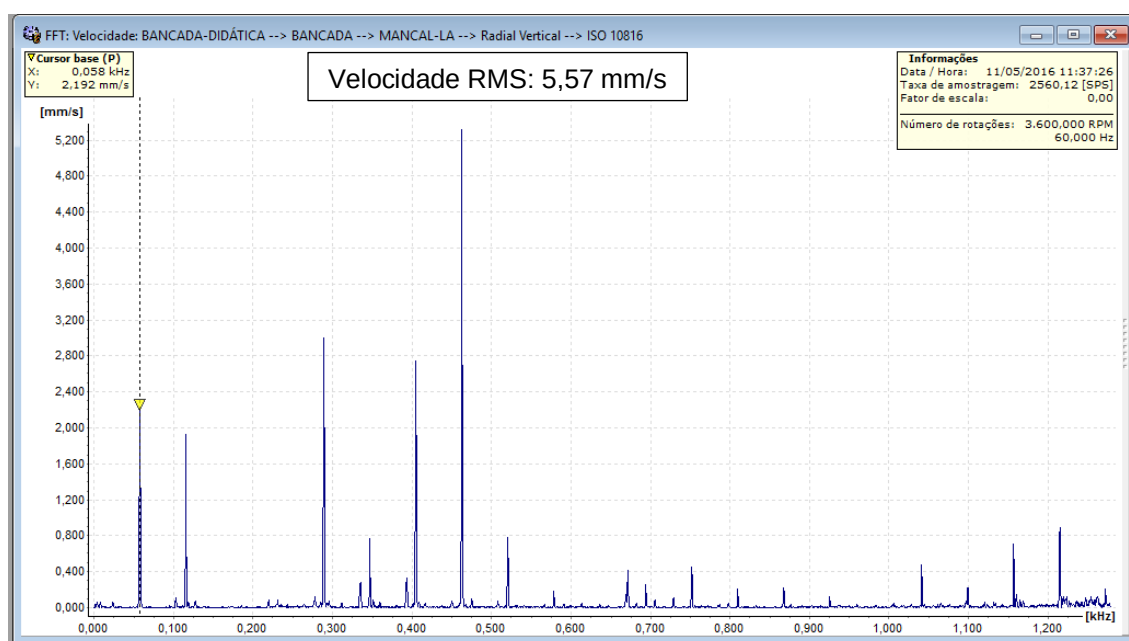
Figura 4.12: Gráfico de vibração no Motor na posição axial Fase 3



Fonte: Elaborado pelo Autor

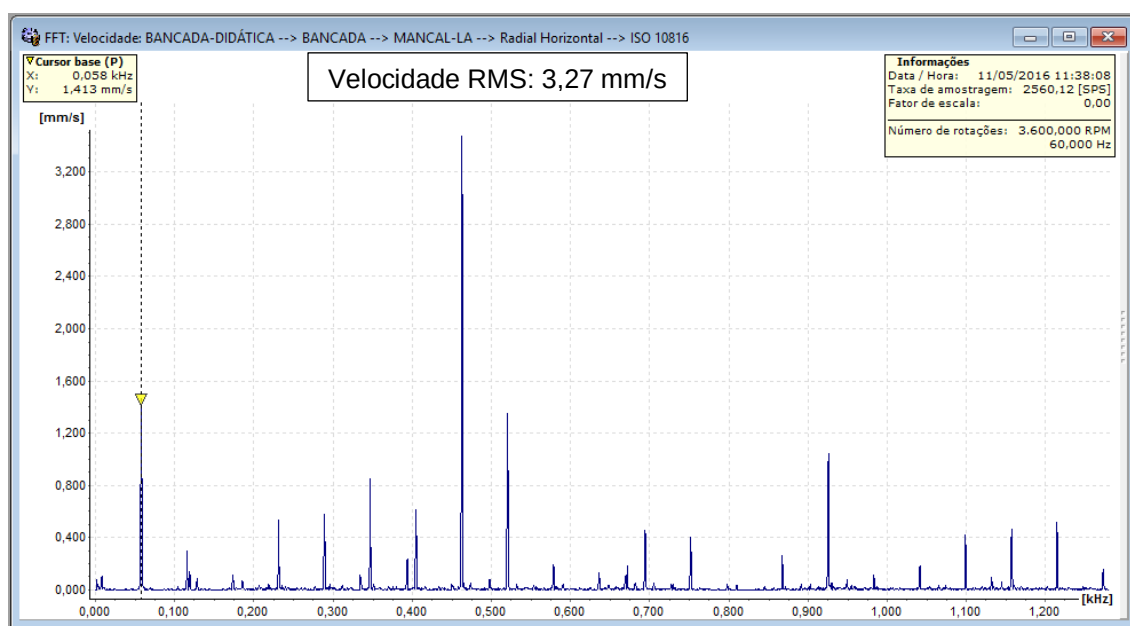
Os valores de velocidade RMS do motor nessa fase são expressivamente maiores que os encontrados na fase 2 dos experimentos, esses valores de acordo com a norma são insatisfatórios ou inaceitáveis para o tipo de máquina e rotação. Segundo Bueno (2010) no desalinhamento angular o maior pico acontece na primeira harmônica (1X) seguidos de picos nas outras harmônicas (2X, 3X ...), já para desalinhamento paralelo o maior pico acontece na segunda harmônica apesar de ser notado picos em outras harmônicas (1X, 2X, 3X ...). No experimento em questão, o desalinhamento foi do tipo combinado dessa forma às características dos gráficos apresentam uma combinação dos dois tipos de desalinhamento. A seguir figuras 4.13 até 4.15 são espectros referentes às medições no mancal LA.

Figura 4.13: Gráfico de vibração no mancal na posição LA radial vertical Fase 3



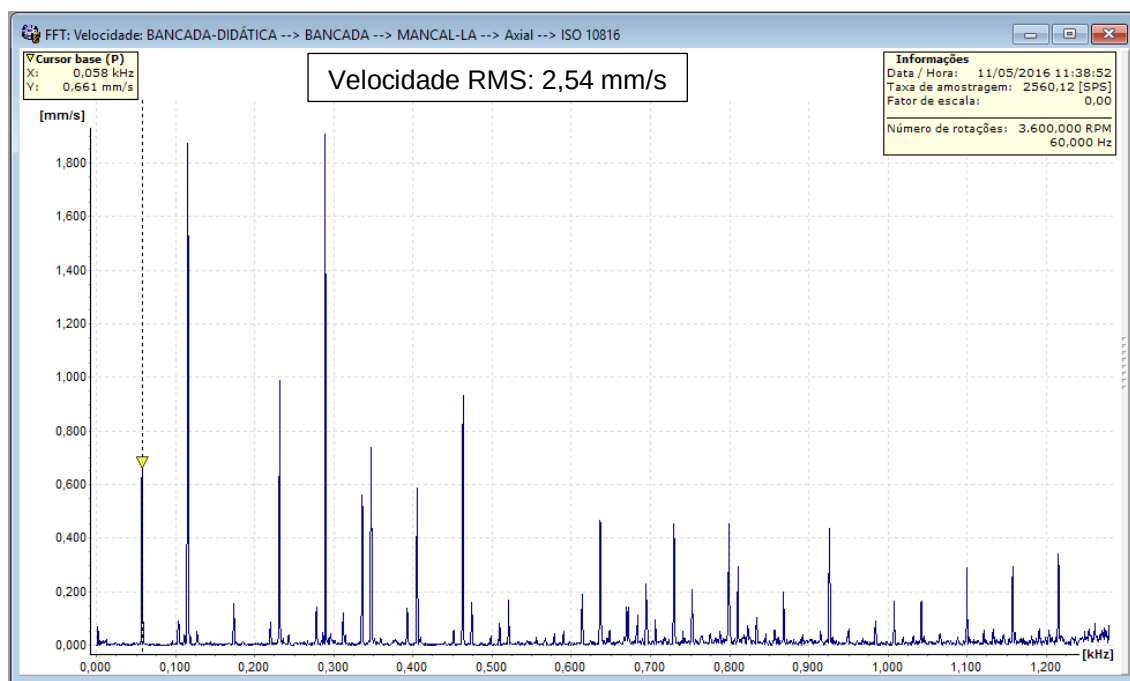
Fonte: Elaborado pelo Autor

Figura 4.14: Gráfico de vibração no mancal na posição LA radial horizontal Fase 3



Fonte: Elaborado pelo Autor

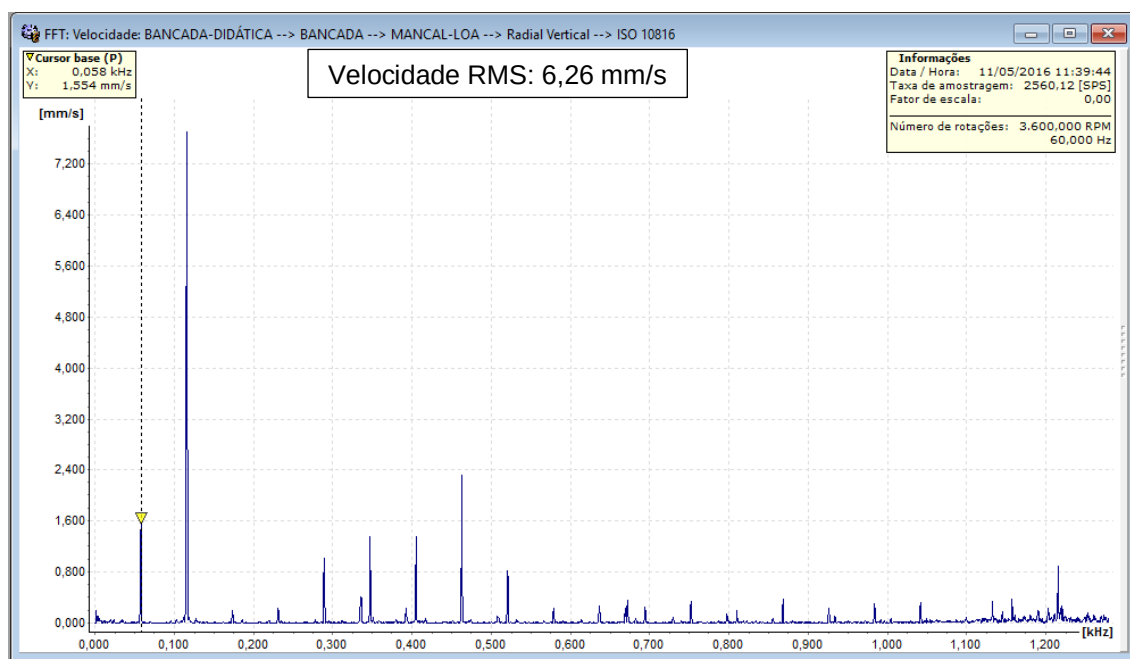
Figura 4.15: Gráfico de vibração no mancal na posição LA axial Fase 3



Fonte: Elaborado pelo Autor

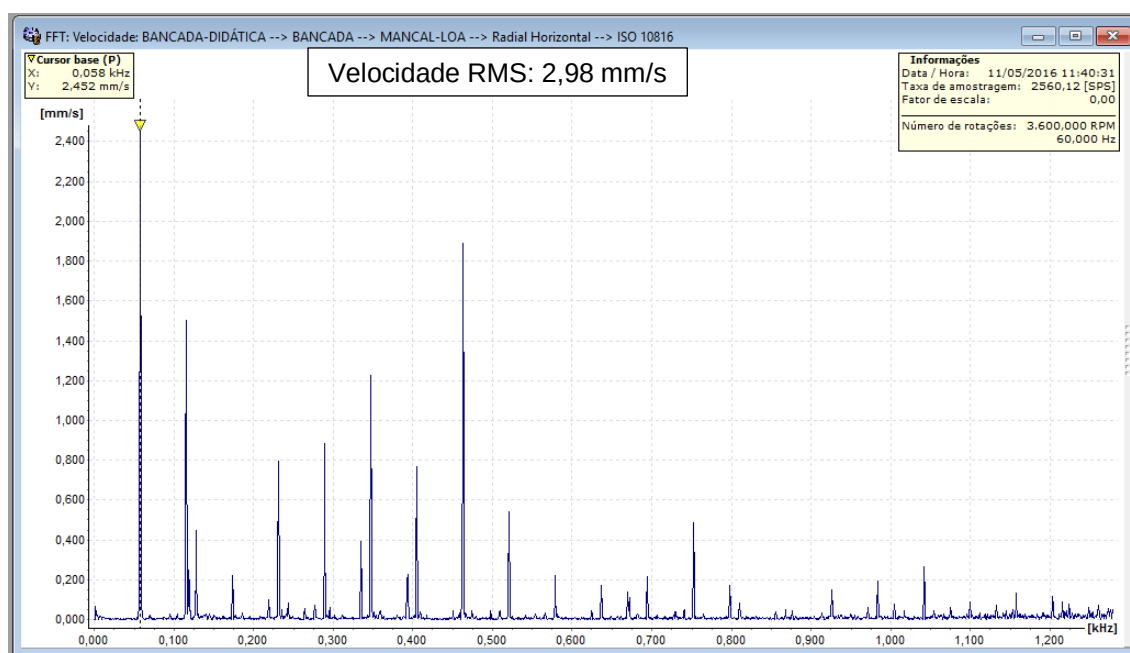
Os valores de velocidade RMS do acoplamento LA nessa fase são respectivamente nas posições radial vertical (figura 4.13), radial horizontal (figura 4.14) e axial (figura 4.15): 5,57 mm/s; 3,27 mm/s e 2,54 mm/s que de acordo com a norma são insatisfatórios ou inaceitáveis para o tipo de máquina e rotação e claramente maiores que os valores encontrados na Fase 2 do experimento. O desalinhamento pode ser observado tanto nos espectros radiais quanto no axial e de melhor forma, mas não exclusivamente, no acoplamento LA desse modo é mais perceptível nas figuras 4.13 e 4.14 um pico maior na primeira harmônica seguido de picos menores nas outras duas harmônicas evidenciando um desalinhamento angular e na figura 4.15 mais evidente o desalinhamento paralelo. As figuras 4.16, 4.17 e 4.18 a seguir são os resultados das medições no acoplamento LOA.

Figura 4.16: Gráfico de vibração mancal LOA radial vertical Fase 3



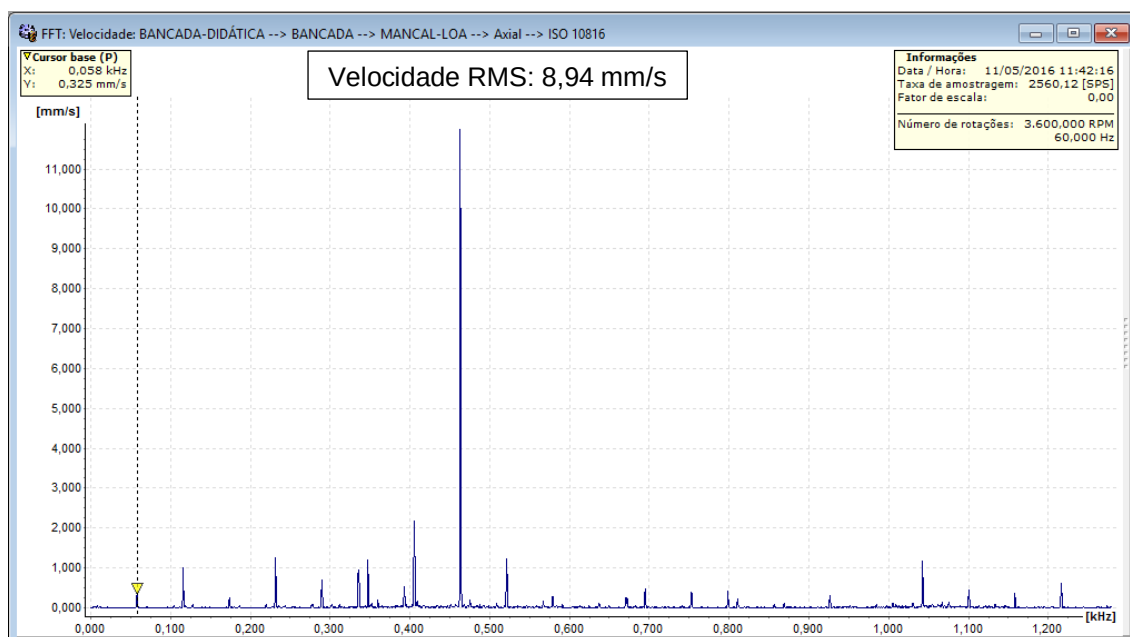
Fonte: Elaborado pelo Autor

Figura 4.17: Gráfico de vibração mancal LOA radial horizontal Fase 3



Fonte: Elaborado pelo Autor

Figura 4.18: Gráfico de vibração mancal LOA axial Fase 3



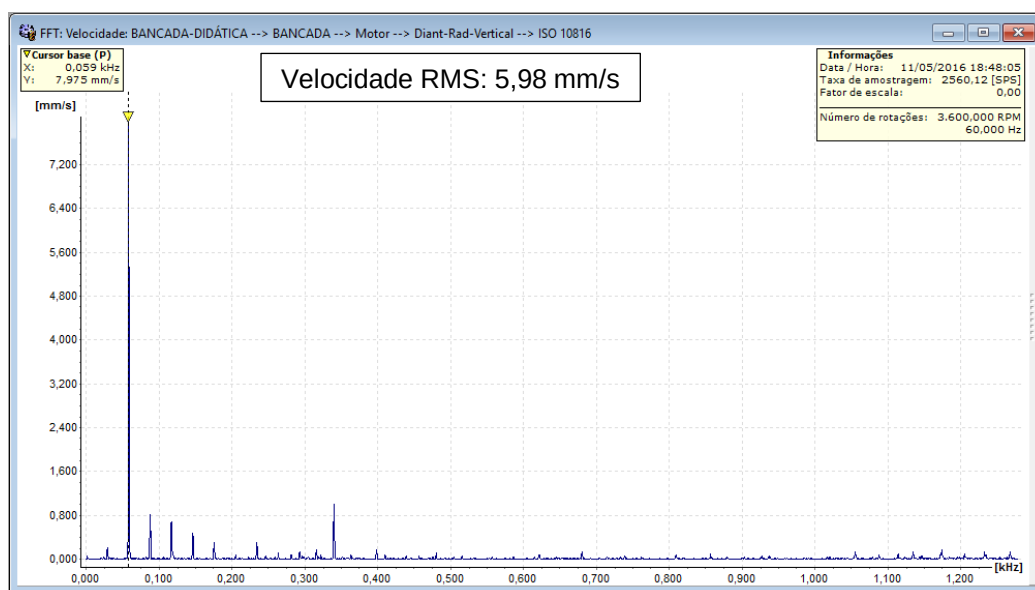
Fonte: Elaborado pelo Autor

Os valores de velocidade RMS do acoplamento LOA nessa fase são respectivamente: 6,26 mm/s (figura 4.16); 2,98 mm/s (figura 4.17) e 8,94 mm/s (figura 4.18) que de acordo com a norma também são insatisfatórios ou inaceitáveis para o tipo de máquina e rotação e claramente maiores que o valores encontrados na Fase 2 que, para comparação, tinham o valor de 1,36 mm/s; 1,46 mm/s e 1,10 mm/s. Em resumo todos os valores de velocidade RMS obtidos nesse experimento são maiores que os da Fase 2 evidenciando algum defeito e na análise dos espectros pode ser observado que ocorre desalinhamento.

4.1.3 Análise das Vibrações da Fase 4

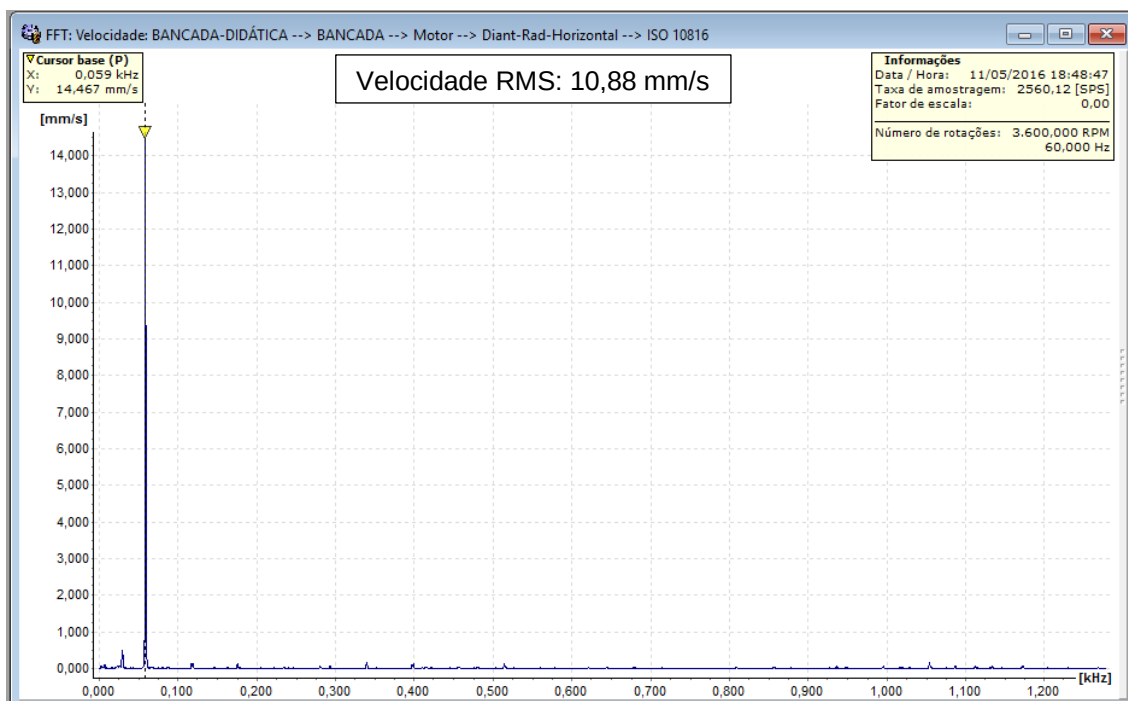
Nessa fase o elemento girante está alinhado e foi desbalanceado propositalmente, como referido na metodologia, em dois planos. Em rotores bi-apoiados o desbalanceamento é evidenciado no espectro de vibração com um pico na frequência de giro, tanto na posição radial vertical quanto na horizontal, sendo mais evidente na horizontal. Os espectros axiais demostram outros tipos de problemas, mas também evidenciam o pico de maior intensidade na frequência de giro. As figuras de 4.19 a 4.20 são referentes ao motor.

Figura 4.19: Gráfico de vibração no Motor na posição radial vertical Fase 4



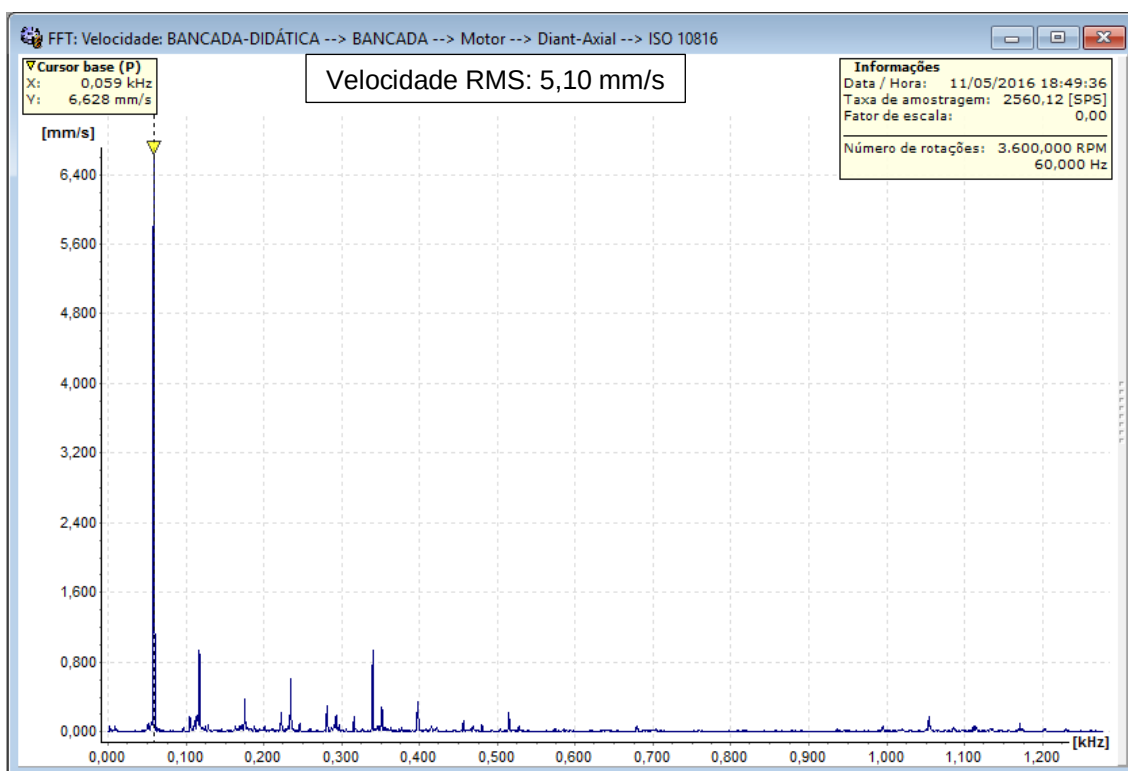
Fonte: Elaborado pelo Autor

Figura 4.20: Gráfico de vibração no Motor na posição radial horizontal Fase 4



Fonte: Elaborado pelo Autor

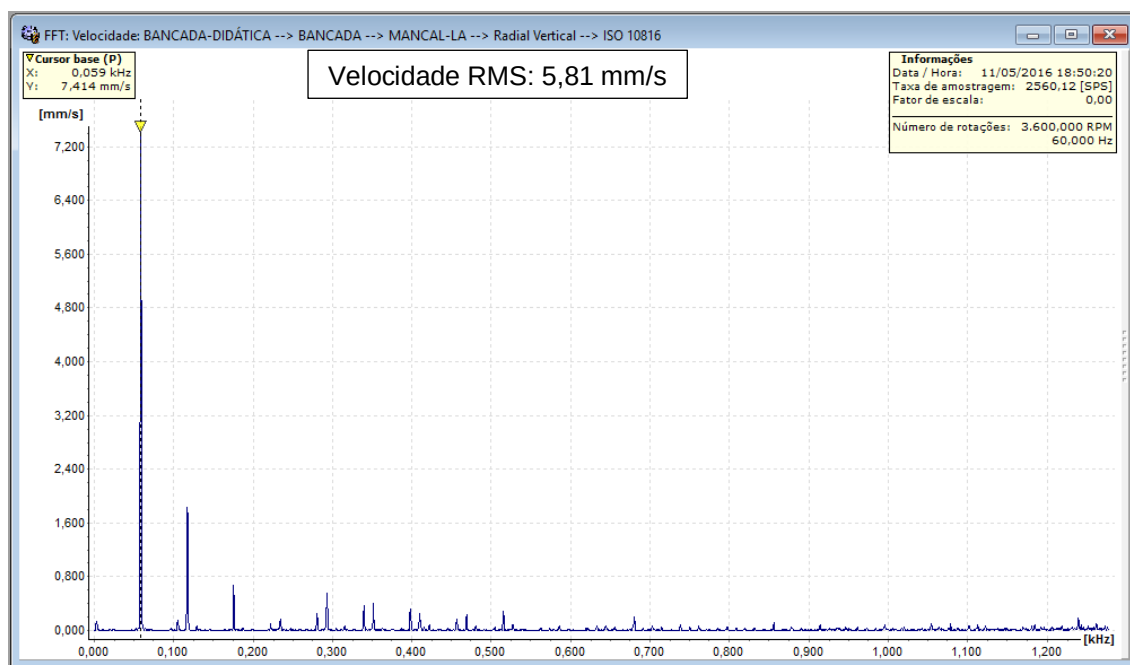
Figura 4.21: Gráfico de vibração no Motor na posição axial Fase 4



Fonte: Elaborado pelo Autor

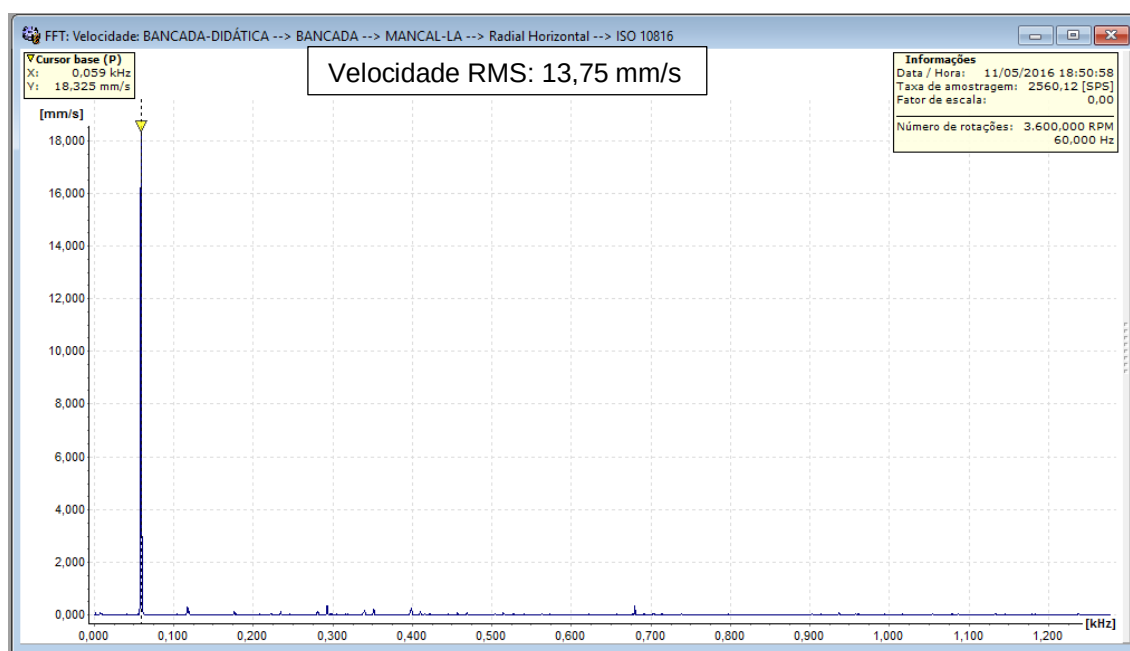
Para o motor os valores de velocidade RMS nessa fase foram respectivamente: 5,98 mm/s (figura 4.19); 10,88 mm/s (figura 4.20) e 5,10 mm/s (figura 4.21) que de acordo com a norma se enquadra como não aceitável e demonstra um problema no sistema. Nos gráficos podemos notar que o pico de maior intensidade acontece na frequência de giro (1X) e picos menores, quase desprezíveis, em sucessão o que demonstra bem o problema de desbalanceamento puro da máquina. A seguir as figuras 4.22, 4.23 e 4.24 são resultados das medições no acoplamento LA.

Figura 4.22: Gráfico de vibração no mancal na posição LA radial vertical Fase 4



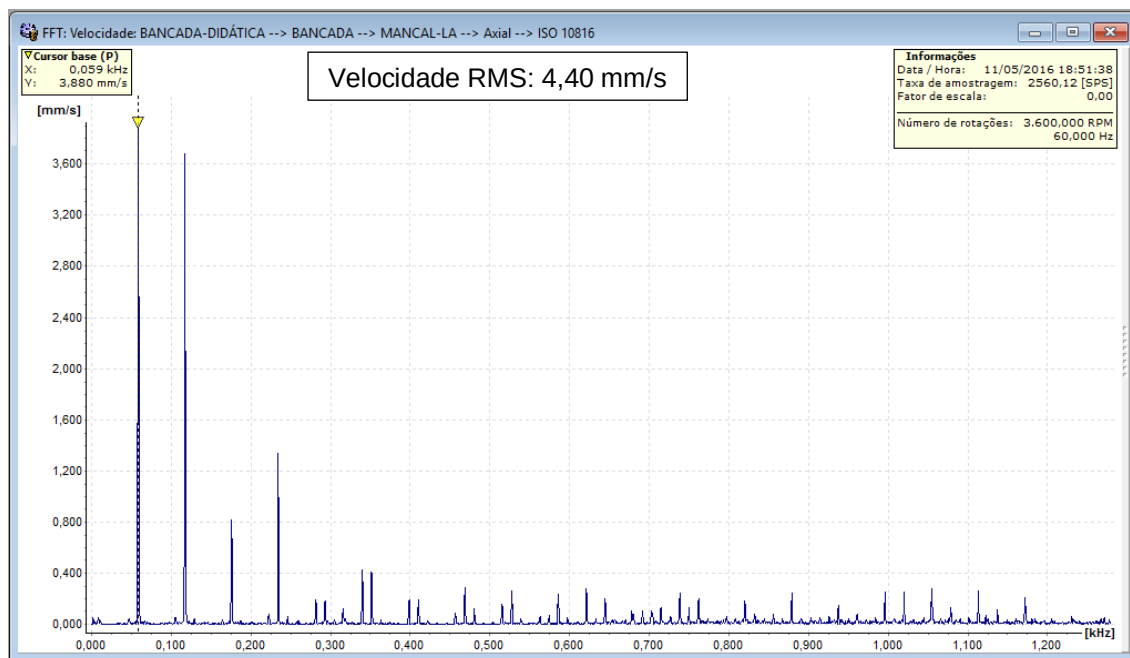
Fonte: Elaborado pelo Autor

Figura 4.23: Gráfico de vibração no mancal na posição LA Radial Horizontal Fase 4



Fonte: Elaborado pelo Autor

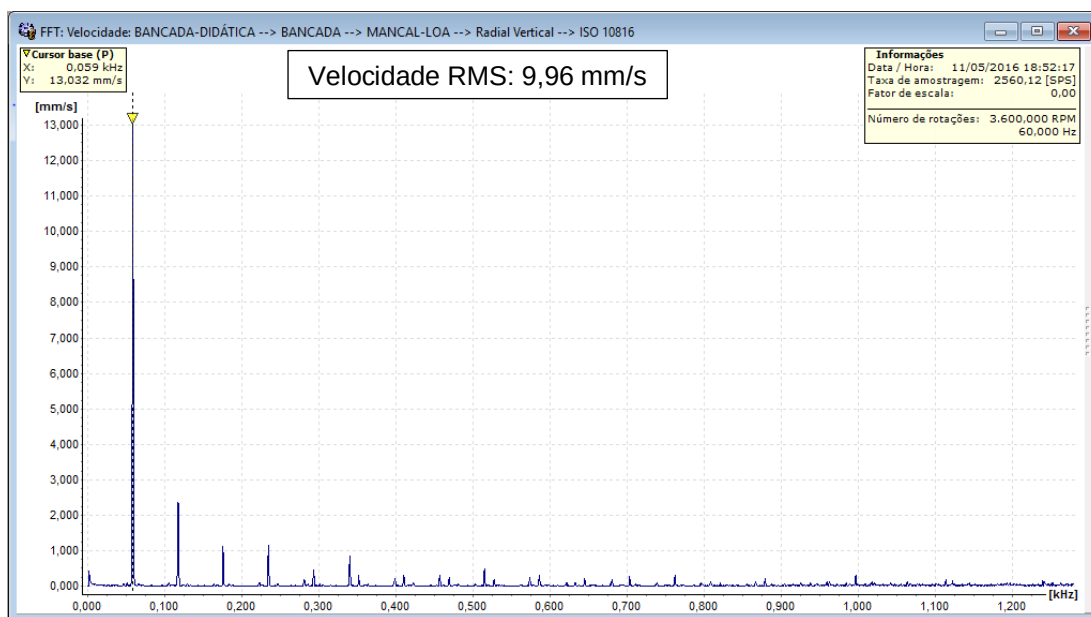
Figura 4.24: Gráfico de vibração no mancal na posição LA axial Fase 4



Fonte: Elaborado pelo Autor

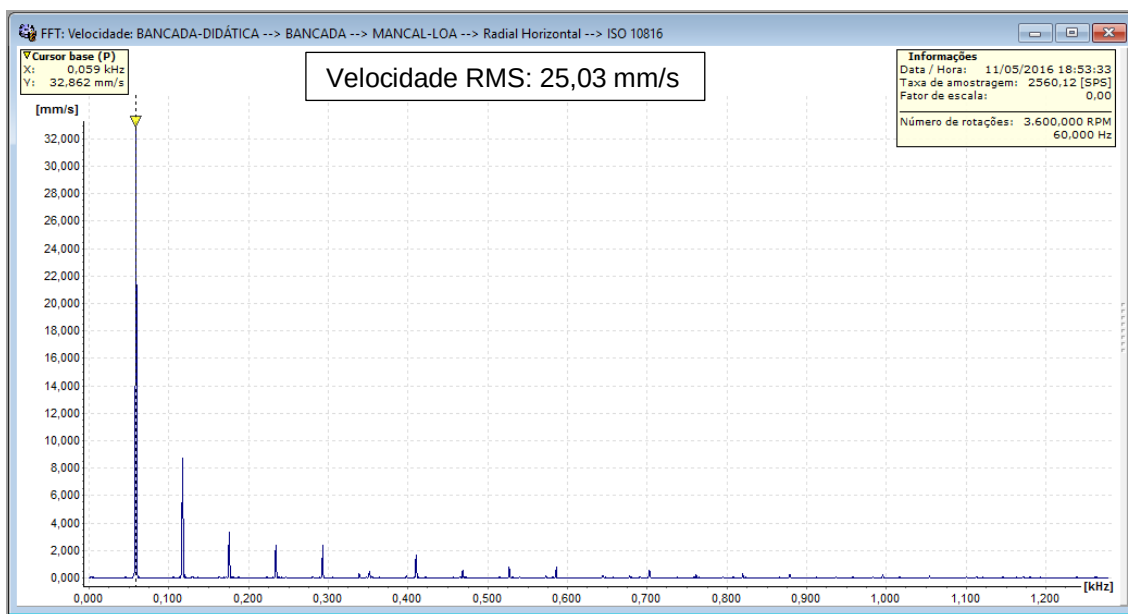
Para os mancais LA os valores de velocidade RMS nessa fase foram respectivamente: 5,81 mm/s (figura 4.22); 13,75 mm/s (figura 4.23) e 4,40 mm/s (figura 4.24) que de acordo com a norma se enquadra como não aceitável. No mancal LA assim como no motor se repete a mesma característica de desbalanceamento nos gráficos, ou seja, o pico de maior intensidade na frequência de giro principalmente nas medições axiais. No sentido axial percebe-se outros picos nas harmônicas que são provenientes de um desalinhamento residual ou um problema de folga axial em outro elemento da bancada. A seguir as figuras 4.25, 4.26 e 4.27 são resultados das medições no acoplamento LOA.

Figura 4.25: Gráfico de vibração no mancal na posição LOA radial vertical Fase 4



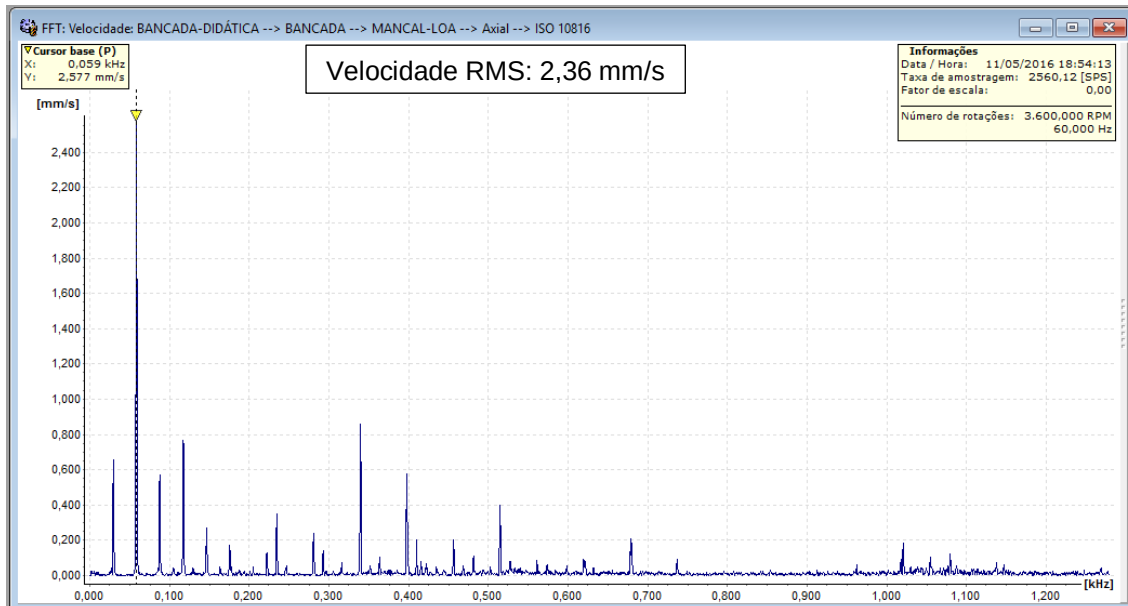
Fonte: Elaborado pelo Autor

Figura 4.26: Gráfico de vibração no mancal na posição LOA radial horizontal Fase 4



Fonte: Elaborado pelo Autor

Figura 4.27: Gráfico de vibração no mancal na posição LOA axial Fase 4



Fonte: Elaborado pelo Autor

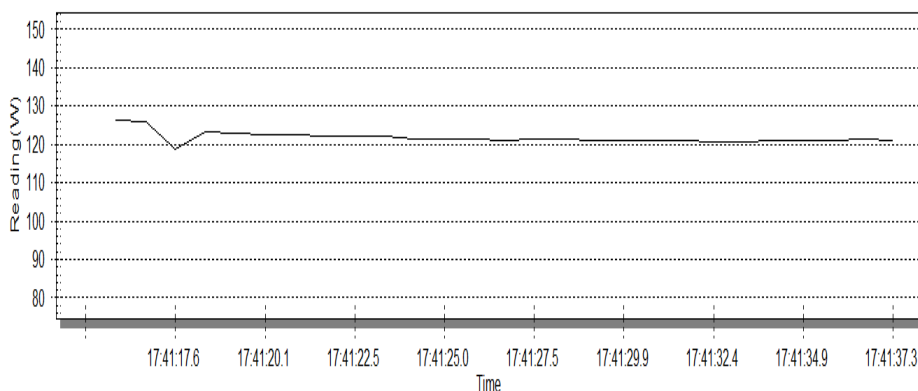
Para o mancal LOA os valores de velocidade RMS nessa fase foram respectivamente: 9,96mm/s (figura 4.25); 25,03mm/s (figura 4.26) e 2,36mm/s (figura 4.27) que de acordo com a norma se enquadra como não aceitável.

Nesse mancal observamos um valor de velocidade RMS bem mais alto que os demais na posição radial horizontal porque os mancais têm mais liberdade de movimento nesta direção, fato que também pode ser observado nos outros elementos medidos. Na posição radial vertical e axial também é perceptível, porém com valores comparativamente menores.

4.2 MEDIÇÃO DE POTÊNCIA CONSUMIDA

Em cada uma das fases do experimento foi realizada uma medição de potência elétrica consumida no acionamento onde o uso do alicate wattímetro se mostrou simples e seus dados geraram três gráficos de potência elétrica consumida versus tempo, um para cada etapa de aquisição. Esse teste serviu para demonstrar o aumento do consumo de energia elétrica em função do tempo em sistemas rotativos que apresentam vibrações. A figura 4.28 mostra os dados obtidos na fase 2 onde não havia desalinhamento ou desbalanceamento. Já a figura 4.29 se refere ao resultado obtido na fase 3 dos experimentos onde foi realizado o desalinhamento proposital dos eixos do equipamento. Na figura 4.30 vemos os resultados da fase 3 dos experimentos onde exista apenas desbalanceamento do elemento girante. Fica claro o pico na partida do motor elétrico, acionado pelo inversor de frequência, e depois sua estabilização no decorrer do tempo.

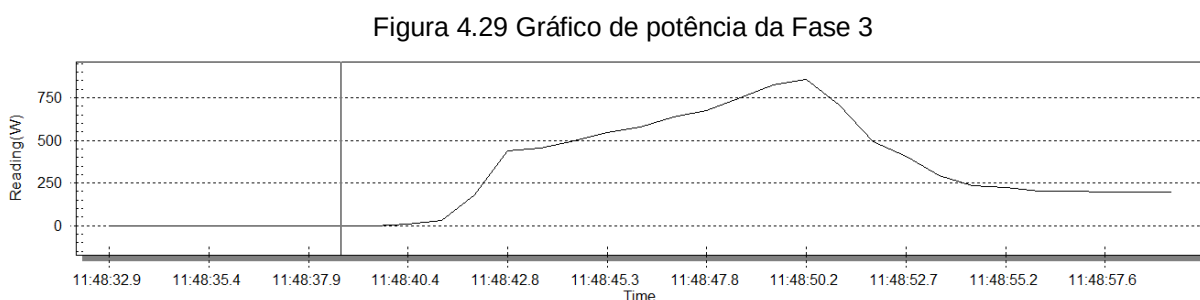
Figura 4.28: Gráfico de potência da Fase 2



Fonte: Elaborado pelo Autor

Na figura 4.28 a potência tem seu maior valor em 126 W com estabilização pouco abaixo dos 118 W. Esses são valores baixos devido à carga acionada ser apenas o elemento girante, e a bancada está em sua condição de assinatura, ou seja, alinhada e balanceada.

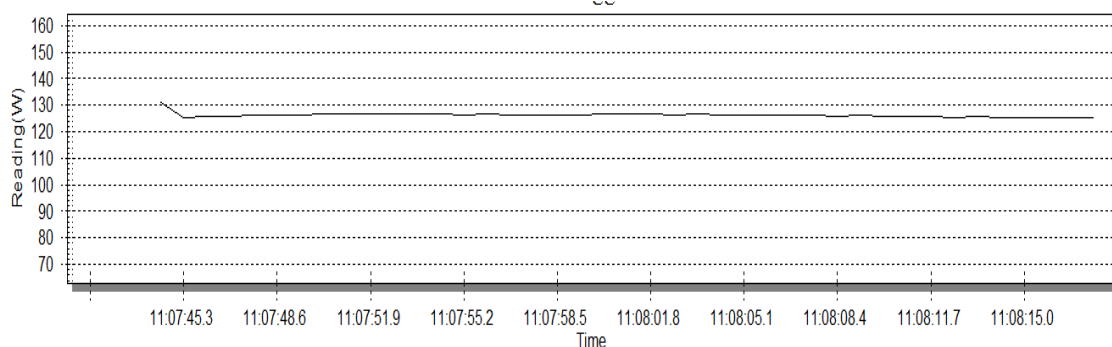
A figura 4.29 tem seu pico em aproximadamente 857 W e fica estável em aproximadamente 200 W de potência consumida. O gráfico evidencia o alto consumo de uma máquina rotativa trabalhando desalinhada. Se comparado aos valores da figura 4.28, a diferença chega a 75 W quando o consumo de potência se estabiliza.



Fonte: Elaborado pelo Autor

Na figura 4.30, o pico de potência ocorre em 131 W se estabilizando por volta de 125 W. Nesse gráfico como esperado, observa-se valores levemente maiores que os da figura 4.28, já que nesse caso temos apenas o desbalanceamento. O desalinhamento gerou maiores valores de consumo energético devido aos componentes requisitados que geram maiores deformações e necessitam de mais energia para tal.

Figura 4.30: Gráfico de potência da Fase 4



Fonte: Elaborado pelo Autor

4.3 APLICAÇÕES DIDÁTICAS

Por se tratar de uma bancada didática multifuncional, esta poderá ser utilizada em diversos cursos ou disciplinas relacionadas a assuntos de várias áreas de atuação como: projeto, fabricação, metrologia, vibração, termografia, equipamentos eletromecânicos, alinhamento de máquinas rotativas entre outras. Os experimentos realizados na fase de teste como o alinhamento e desalinhamento, balanceamento e desbalanceamento são exemplos de práticas que podem ser feitas na bancada. Pode ainda ser utilizada para estudos de defeitos de rolamentos e seus efeitos no equipamento, folgas nas bases, pé manco, experimentos como a troca do acoplamento para análise de vibração com eixos desalinhados visando estudar os efeitos de diferentes tipos de acoplamento sobre esse problema.

Deste modo podemos exemplificar uma disciplina teórico-prática com a utilização da bancada.

SUGESTÃO DO PLANO DE AULA

Disciplina: Alinhamento de Máquinas Rotativas

Carga horária teórica: 15 Carga horária prática: 15

Plano de Ensino

Ementa:

- Introdução
- Tipos de desalinhamento
- Métodos de alinhamento
- Alinhamento
- Fórmula para calço
- Sequência de operações
- Interpretação do relógio
- Padrão para Desalinhamento Máximo

Objetivo:

Promover o conhecimento para aluno no estudo de máquinas rotativas bem como identificar os principais benefícios do alinhamento, identificar os diferentes tipos de desalinhamento, saber os principais métodos de alinhamento e promover a aprendizagem pratica em alinhamento de máquinas rotativas com um alinhador a laser

Metodologia:

Utilizar apresentações multimídia para as aulas teóricas e realizar experimentos com uma Bancada Didática para os estudos práticos em alinhamento de máquinas rotativas e mostrar aos alunos efeitos práticos do desalinhamento como aumento de vibração e consumo energético.

Avaliação:

Realização de duas avaliações uma teórica abordando toda a teoria do curso e uma pratica onde os alunos devem aplicar seus conhecimentos na resolução de um problema real na Bancada Didática.

Bibliografia:

Piotrowski, John, 2007, "Shaft Alignment Handbook", 3. Ed. New York: Marcel Dekker Inc.

Ainda no contexto de aplicações didáticas podemos destacar que objeto de estudo, a bancada, já produziu uma monografia intitulada: "Projeto, fabricação e teste de uma bancada didática para estudos de desalinhamento, desbalanceamento e vibrações mecânicas em máquinas rotativas acopladas" de Silva (2016) de além de que outros trabalhos que estão em andamento na área de pós-graduação de engenharia mecânica e que uma disciplina já foi ofertada na grade do curso de Engenharia Mecânica da UFPE.

4.4 COMPARATIVO COM OUTRAS BANCADAS DIDÁTICAS

Para realizar um comparativo desta bancada com as outras citadas na revisão bibliográfica a tabela 4.1 apresenta especificações da bancada destacada nessa dissertação e se elas existem nas outras.

Tabela 4.1: Comparativo das características das Bancadas

Característica nº/ Autor:	O autor	Silva (2012)	Jesus e Cavalcante	Silva (2004)	Szymon e Pieta
1	ok	x	x	x	x
2	ok	ok	ok	x	x
3	ok	x	x	x	x
4	ok	x	ok	x	ok
5	ok	x*	x*	ok	x
6	ok	x	x	ok	x
7	ok	ok	ok	ok	ok

prio autor

Onde:

1. Conjunto com mobilidade;
2. Permitir futuras melhorias e/ou alterações em suas partes;
3. Ter um dispositivo para auxiliar no nivelamento da bancada;
4. Ter um dispositivo para alterar o alinhamento axial e paralelo entre eixos acoplados tanto no plano horizontal quanto no vertical;
5. Ter um elemento girante dotado de mecanismo para alterar o balanceamento em até dois planos;
6. Ter um equipamento para alterar a rotação do motor;
7. Ter espaço para instalação de instrumentos de medição e acessórios complementares.

Marcado com “ok” significa que o equipamento possui a característica mencionada e “x” quando não. Quando marcado “x*” significa que o equipamento possui parte da característica, no caso balanceamento em apenas um plano.

Numa análise da tabela 4.2 vemos que a bancada proposta nessa dissertação possui todas as características que foram requisitadas na metodologia de projeto e que dentre os outros autores apenas Jesus e Cavalcante (2012) atende, parcialmente, as duas principais características: Ter um dispositivo de alteração no alinhamento e um dispositivo para alteração do desbalanceamento.

Podemos perceber que esse projeto, em relação aos outros citados na tabela 4.1 acima, possui todas as características relacionadas e mais duas delas que não foram contempladas em nenhum dos outros projetos. A bancada produzida por uma empresa multinacional não foi referida ao comparativo por ser produzida em escala industrial, apesar de possuir todas as características relacionadas, mas é pertinente ressaltar que seu custo é muito acima do valor da bancada projetada por este autor, ou seja, o projeto além de ter todos os requisitos de projeto alcançados possui baixo custo de produção, que é uma outra qualidade desejável a um projeto

5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A bancada projetada atende plenamente ao uso e aplicações didáticas, onde é possível mostrar efeitos vibracionais provocados por desalinhamento e desbalanceamento. Com o funcionamento da bancada na condição de operação tendo vibrações presentes, provocadas por desbalanceamento e/ou desalinhamento, torna-se muito fácil à demonstração do elevado aumento da potência, fato este que conduz ao maior consumo de energia, portanto proporcionando elevação no custo de produção.

Tendo em vista, os resultados encontrados neste estudo, ressalta-se a possibilidade de usar esta Bancada para mostrar didaticamente o efeito das vibrações no consumo de energia, tendo como base as medições realizadas com o alicate wattímetro. Além disso, estima-se que, este trabalho propicie aos acadêmicos de engenharia mecânica e áreas afins, as condições laboratoriais necessárias e suficientes para se tiver um maior aprendizado prático sobre diversos assuntos ligados a engenharia.

A bancada pode ser utilizada também para estudos das vibrações provocadas por outras causas que podem servir para trabalhos futuros como: a análise de vibração com outros tipos de acoplamentos e a introdução de outros tipos de defeitos como folga nos mancais, pé-manco ou defeitos no rolamento. Assim como, realizar outros métodos de alinhamento de eixos e estabelecer um comparativo de custo, tempo de execução e qualidade.

Como sugestão para trabalhos futuros ficam: a análise de vibração com outros tipos de acoplamentos e análise de falhas em rolamentos.

REFERÊNCIAS

- ALMEIDA, M. T.; ALMEIDA, R. F. V. **Curso de análise de vibração I -** Princípios de diagnósticos de defeitos em máquinas rotativas, 27 ed, 2010.
- BAXTER, M. **Projeto de produto:** guia prático para o design de novos produtos – 3. ed.– São Paulo: Blucher, 2011.
- BERTON JUNIOR, J.; ROBERTO, S. B. **Problemas Relacionados a Máquinas Rotativas.** In: VII Fórum Científico, 2013, Apucarana.
- BOMFIM, P. R. S. **Estudo Experimental da Potencialidade do uso da Termografia para Avaliação do Desalinhamento de Máquinas Rotativas na Indústria,** Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Pernambuco, Recife, Brasil, 2013.
- BUENO, M.A. T. **Vibrações Mecânicas:** Minha caderneta de campo. Volta Redonda: Editora Márcio Antônio Torres Bueno, 2010.
- FRISWELL, M. I.; PENNY, J. E.; GARVEY, S. D.; LEES, A. W. **Dynamics of Rotating Machines.** New York: Cambridge University Press, 2010.
- HINES *et al.* **Desalinhamento de Eixos Reduz a Vida dos Rolamentos.** Universidade do Tennessee, 1998. Disponível em: < <http://docs11.minhateca.com.br/1019866533,BR,0,0,Estudo-Mostra--Que-o-Desalinhamento-de-Eixos-Reduz-a-Vida-dos-Rolamentos> >. Acesso em: fevereiro de 2016.
- JESUS, S. S.; CAVALCANTE, P.F. **Utilização de bancadas de ensaio para estudos do comportamento dinâmico de máquinas rotativas.** Revista de Divulgação Científica e Tecnológica do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Rio Grande do Norte. Natal. 2011.
- KURKA, P.R.G. **Vibrações de Sistemas Dinâmicos.** Ed Elsevier, Uberlândia, Brasil, 2015.

LIMA, I. A. M. **Projeto e construção de uma bancada para análise de vibração**. Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, 2013.

LIMA, I. A. M. **Proposição de uma Bancada Didática para Análise de Vibração em Manutenção Preditiva**. Trabalho de Conclusão de Curso, Universidade de Brasília, Brasília, 2013.

Manual de Ajuda *SolidWorks*. Disponível em: <http://help.solidworks.com/2016/Portuguese-brazilian/SolidWorks/cworks/c_Analysis_Solvers.htm>. Acesso em: janeiro de 2017

MIIT Serviços de Engenharia. **Alinhamentos de Acoplamentos**. 2010. Disponível em: <<http://83.240.136.253/Miit/Portals/0/Inspecao/Artigos/>>. Acesso em: junho de 2016.

MITUTOYO. **Instrumentos de Medição Manual**. Disponível em: <http://www.mitutoyo.com.br/>. Acesso em: agosto de 2016.

NORTON, ROBERT L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. 4ª edição, Porto Alegre: Ed. Bookman, 2013

PACHOLOK, M. **Uso da Térmografia para Avaliação do Desalinhamento de Eixos de Máquinas Rotativas**: Uma ferramenta Auxiliar à Análise de Vibrações. Dissertação de Mestrado – Pontifícia Universidade Católica do Paraná, 2004.

PIOTROWSKI, J. **Shaft Alignment Handbook**. 3 ed. New York: Marcel Dekker Inc., 2007.

PRUFTECHNIK, **Alinhamento**, 2016. Disponível em: <http://www.pruftechnik.com/solucoes/aplicacoes/alinhamento-deeixos.html?gclid=COiakPe53r8CFRUOjgod3GMA9g>>, Acesso em: 10 de jan 2016.

RAO, S.S. **Vibrações Mecânicas**. Pearson Prentice Hall, 4 ed. Americana, 2009.

SENAI. **Alinhamento de Máquinas Rotativas**. Espírito Santo, 1997. Disponível em: < <http://icando.com.br/livros/apostilas/>> Acesso em: março de 2015

SILVA, B.T.V. **Bancada para análise de vibração**: Análise de falha em máquinas rotativas. Dissertação de Mestrado, Universidade de Taubaté, Taubaté, 2012.

SILVA, J. C. A. **Projeto, fabricação e teste de uma bancada didática para estudos de desalinhamento, desbalanceamento e vibrações mecânicas em máquinas rotativas acopladas**. Trabalho de Conclusão de Curso. Universidade Federal de Campina Grande, 2016.

SILVA, S. E. L.; SILVA, A. A.; IRMÃO, M. A. S. **Análise teórico-experimental de bancada didática para balanceamento estático e dinâmico de rotores**. *In*: Congresso Brasileiro de Ensino de Engenharia – COBENGE, 32, 2004, Brasília, DF. Artigos publicados. Brasília: Associação Brasileira de Educação em Engenharia, 2004.

SPAMER, F. R. **Técnicas Preditivas de Manutenção de Máquinas Rotativas**, Trabalho de conclusão de curso - Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2009.

SZYMON, A. A.; PIETA, F. **Bancada Didática de Alinhamento de Máquinas Rotativas**. Trabalho de conclusão de curso - Universidade Tecnológica Federal do Paraná, 2011.

VANCE, J.; ZEIDAN, F.; MURPHY, B. **Machinery Vibration and Rotordynamics**. New Jersey: John Wiley & Sons , 2010.

VIANA, A. N. C. **Seleção, Instalação, Operação e Manutenção de Bombas Centrífugas**, Curso FUPAI, Itajubá-MG, 2010.