

FACULDADES INTEGRADAS DE ARACRUZ – FAACZ
CURSO SUPERIOR DE ENGENHARIA MECÂNICA

**ALESSANDRO NASCIMENTO DOS SANTOS JUNIOR
DAVI BATISTA TONON
MÁRCIO JOSÉ BASSANI
VITOR TONON PEREIRA**

**SIMULADOR DE DEFEITOS E FALHAS GERADORES
DE VIBRAÇÃO EM EQUIPAMENTOS ROTATIVOS**

ARACRUZ

2018

ALESSANDRO NASCIMENTO DOS SANTOS JUNIOR

DAVI BATISTA TONON

MÁRCIO JOSÉ BASSANI

VITOR TONON PEREIRA

**SIMULADOR DE DEFEITOS E FALHAS GERADORES
DE VIBRAÇÃO EM EQUIPAMENTOS ROTATIVOS**

Trabalho de Graduação de curso superior
apresentado à coordenação do Curso de
Engenharia Mecânica das Faculdades
Integradas de Aracruz, como requisito parcial
para obtenção do título de Bacharel em
Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Me. Vital Pereira Batista Júnior

Aracruz – ES

2018

ALESSANDRO NASCIMENTO DOS SANTOS JUNIOR

DAVI BATISTA TONON

MÁRCIO JOSÉ BASSANI

VITOR TONON PEREIRA

**SIMULADOR DE DEFEITOS E FALHAS GERADORES
DE VIBRAÇÃO EM EQUIPAMENTOS ROTATIVOS**

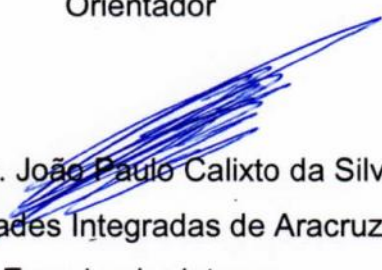
Trabalho de Graduação de curso superior
apresentado à coordenação do Curso de
Engenharia Mecânica das Faculdades
Integradas de Aracruz, como requisito parcial
para obtenção do título de Bacharel em
Engenharia Mecânica

Aprovado em 08 de novembro de 2018

COMISSÃO EXAMINADORA



Prof. Me. Vital Pereira Batista Junior
Faculdades Integradas de Aracruz
Orientador



Prof. Me. João Paulo Calixto da Silva
Faculdades Integradas de Aracruz
Examinador interno



Prof. Me. Leandro Bitti

Instituto Federal do Espírito Santo – Campus Aracruz
Examinador externo

*Aos alunos e professores do Curso de
Engenharia Mecânica da FAACZ.*

Agradecemos a DEUS por ter nos suportado durante todo o processo de transformação que é um curso de nível de superior. Agradecemos ao nosso estimado orientador que nos guiou nessa jornada acadêmica que é um trabalho de conclusão de curso. Agradecemos também, à todos os professores que dispuseram de seu bem mais valioso e irrecuperável, o tempo, com o intuito de transmitir conhecimento e sabedoria, para formar não só profissionais melhores, mas também seres humanos melhores. Por último, e não menos importante que os demais, agradecemos aos familiares e amigos que sempre nos incentivaram, durante toda essa longa viagem, a mantermos a perspectiva, bom ânimo e fé.

RESUMO

O presente trabalho apresenta um modelo de bancada didática para simulação e análise de defeitos e falhas geradores de vibração em equipamentos rotativos. Através do estudo dos trabalhos de referência desenvolveu-se um protótipo mecânico constituído de uma estrutura de alumínio, motor, eixo, mancais tipo pedestal. Utilizou-se a plataforma ARDUINO e um acelerômetro inercial na aquisição e condicionamento dos sinais de vibração. Armazenou-se toda a informação referente aos ensaios no MICROSOFT EXCEL por meio do PLX-DAQ, onde tratou-se os dados através da aplicação da transformada rápida de Fourier (TRF) convertendo os dados obtidos no domínio do tempo para domínio das frequências. Demonstrou-se através de testes, alguns dos principais defeitos geradores de vibração tais como: desbalanceamento, desalinhamento e roçamento. Realizou-se o desbalanceamento com duas condições: através da adição de uma massa e com duas massas, ambas inseridas no disco de desbalanceamento. Efetuou-se o desalinhamento angular através do deslocamento horizontal do segundo mancal em relação ao primeiro mancal da parte estacionária da bancada. Criou-se um dispositivo para possibilitar o atrito mecânico entre o eixo e um parafuso e com isso simular o efeito de roçamento. Ao final, comparou-se os resultados obtidos com dados das literaturas referenciadas de modo a confirmar a assinatura dos defeitos e também para corroborar a real aplicação da bancada.

Palavras-chave: Bancada didática. Falhas geradoras de vibração. Equipamentos rotativos. Transformada rápida de Fourier. Arduino.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Bancadas para o estudo de dinâmica de rotores	19
Figura 2 – Bancada experimental de simulação de equipamentos rotativos	20
Figura 3 – Principais componentes da bancada de teste	20
Figura 4 – Componentes da bancada de ROCHA, FARIAS E SOARES (2012).	21
Figura 5 – Bancada multifuncional BMT1.	21
Figura 6 - Bancada didática de vibrações (1) e dispositivos para regulagem de desalinhamento horizontal (2) e vertical (3).	22
Figura 7 – Aparato experimental: Bancada didática simuladora de vibrações.	23
Figura 8 - Componentes de para medição de vibração: acelerômetro piezoelétrico (a), analisador (b), tacômetro (c).	23
Figura 9 – Sistema de aquisição de sinais de vibração em bancada de teste.	24
Figura 10 – Componentes de medição: (a) acelerômetro, (b) placa receptora para modulação do sinal.	24
Figura 11 – Medição de condição inicial.	25
Figura 12 – Sistema de disco de desbalanceamento utilizado nos experimentos ...	25
Figura 13 – Dispositivo para roçamento.	27
Figura 14 – Módulo Arduino Mega 2560, acelerômetro e sensor ultrassônico.	28
Figura 15 – Planilha do Excel com <i>add-in</i> PLX-DAQ e os dados obtidos do ARDUINO e do sensor de temperatura LM35.	30
Figura 16 – Diagrama de blocos da configuração de montagem do sistema de medição e obtenção de dados através do conjunto EXCEL, PLX-DAQ e ARDUINO.	30

Figura 17 – Esquema da configuração do experimento.	32
Figura 18 - Materiais utilizados na bancada de acordo com a Tabela 2.	33
Figura 19 – Bancada didática para simulação de equipamento rotativo.....	34
Figura 20 – Principais componetes mecânicos utilizados, numerados conforme descrição da Tabela 3	35
Figura 21 – Principais componentes de automação e instrumentação utilizados conforme descrição da Tabela 4	36
Figura 22 – Gatilho (Trigger) externo gerado pelo tacômetro da bancada.	39
Figura 23 – Algoritmo de controle aplicado no processo de coleta de dados.....	39
Figura 24 - Interface de Controle da Bancada e PLX-DAQ.	40
Figura 25 - Dispositivo e relógio comparador.	42
Figura 26 - Massa de desbalanceamento inserida na bancada	42
Figura 27 - Segunda massa de desbalanceamento inserida na bancada.	43
Figura 28 - Descolamento lateral do segundo mancal.....	43
Figura 29 – Dispositivo de roçamento e ponto de contato com o eixo principal.	44
Figura 30 - Verificação do empeno de eixo.	49
Figura 31 – Frequências características do roçamento.	53
Figura 32 - Leitura do relógio na posição 12h ou 0°.	63
Figura 33 - Leitura do relógio na posição 6h ou 180°	63
Figura 34 - Leitura do relógio na posição 12h ou 0°	64
Figura 35 - Leitura do relógio na posição 3h ou 90°	65
Figura 36 - Leitura do relógio na posição 9h ou 270°	65

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 – Comparativo do espectro de frequência nas condições: inicial (a), desbalanceamento com uma massa (b) e desbalanceamento com duas massas (c).	26
Gráfico 2 – Espectro de frequência da posição axial, alinhado em azul, desalinhado em vermelho.	26
Gráfico 3 – Espectro de frequência de falha de roçamento.	27
Gráfico 4 – Resposta no domínio do tempo, obtida pelo acelerômetro e a domínio da frequência gerada pelo algoritmo de TRF.	29
Gráfico 5 – Dados no domínio do tempo e no domínio da frequência.	31
Gráfico 6 – Espectro de Frequências em nível global obtido na medição da condição inicial.	45
Gráfico 7 – Análise espectral no teste de folga mecânica	47
Gráfico 8 - Espectro de frequência em nível global de vibração do desbalanceamento sobreposto a condição inicial.	47
Gráfico 9 - Espectro de Frequências da posição radial horizontal, radial vertical e axial.	48
Gráfico 10 - Espectro de frequência de nível global de vibração com uma massa sobreposta ao espectro de nível global de vibração com duas massas desbalanceadoras.	50
Gráfico 11 – Espectro de Frequências obtido na medição de desalinhamento na posição axial.	50
Gráfico 12 – Espectro de Frequências obtido na medição de desalinhamento, ampliado.	51
Gráfico 13 - Espectro de roçamento posição radial vertical.	54

Gráfico 14 – Espectro de roçamento posição radial horizontal.....	55
---	----

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Comparação dos resultados das frequências naturais obtidas através dos métodos analíticos, experimental e elementos finitos.....	29
Tabela 2 - Materiais usados na construção da bancada.	33
Tabela 3 – Principais componentes mecânicos do projeto da bancada numerados conforme Figura 19.....	34
Tabela 4 – Principais componentes de automação e instrumentação utilizados na construção do controlador e coletor de dados da bancada.	35
Tabela 5 – Computador e softwares utilizados no experimento	36
Tabela 6 – Valores das harmônicas extraídos da medição inicial.	46
Tabela 7 – Comparativo das frequências de ocorrência do defeito de desalinhamento na posição axial em relação a posição inicial.	51
Tabela 8 – Comparativo de amplitudes nas condições inicial e desalinhamento. ...	52
Tabela 9 - Aumento de amplitude na posição radial vertical na condição inicial e roçamento.....	54
Tabela 10 – Comparativo: aumento de amplitude na posição radial horizontal para condição inicial e roçamento.	55
Tabela 11 – Dados para dimensionamento do motor elétrico.	66
Tabela 12 – Dados para dimensionamento do eixo.....	68

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

TRF Transformada Rápida de Fourier (*Fast Fourier Transform*)

PLX-DAQ Parallax Data Acquisition Tool

LISTA DE SÍMBOLOS

t	Tempo (s)
V_{cc}	Tensão contínua (V)
f_{max}	Frequência de Nyquist (Hz)
f_s	Frequência de Amostragem (Hz)
n_{motor}	Rotação nominal máxima do motor (RPM)
f_{rpm}	Rotação atual do motor (RPM)
n_{pulso}	Número atual de pulso contados em um espaço de tempo
t_{coleta}	Tempo de coleta de um intervalo pulsos do encoder (s)
Δf	Resolução do espectro de frequências (Hz)
N	Número de amostras coletadas
λ	Amplitude da Vibração medida em Aceleração ($G - m/s^2$)
f_n	Posição de frequência para determinada amplitude
n	Posição da amostra no grupo de amostras
X_k	Magnitude (plano dos complexos)
G	Aceleração da gravidade ($9,81 m/s^2$)
NG	Nível Global de Vibração

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	16
2	OBJETIVOS	18
2.1	Objetivo Geral	18
2.2	Objetivos específicos	18
3	REVISÃO DE LITERATURA.....	19
3.1	Bancadas didáticas para o estudo de vibrações mecânicas	19
3.1.1	Modelos de bancadas	19
3.1.2	Aquisição e análise de dados	23
3.1.3	Simulação de defeitos.....	25
3.1.3.1	Verificação da condição inicial	25
3.1.3.2	Desbalanceamento	25
3.1.3.3	Desalinhamento	26
3.1.3.4	Roçamento	26
3.2	Processamento de sinais dinâmicos	28
3.2.1	Uso do ARDUINO na medição de sinais de vibração.....	28
3.2.2	Comunicação entre ARDUINO e EXCEL através do PLX-DAQ.....	29
3.2.3	Transformação do domínio do tempo para frequência.....	31
4	METODOLOGIA.....	33
4.1	Materiais.....	33
4.1.1	Estrutura de Sustentação	33
4.1.2	Componentes Mecânicos	34

4.1.3 Automação e Instrumentação	35
4.1.4 Computador e Softwares	36
4.2 Métodos.....	36
4.2.1 Projeto e construção da bancada	36
4.2.2 Aquisição de dados e controle da bancada.....	37
4.2.3 Comunicação, armazenamento e tratamento de dados.....	40
4.2.4 Testes e simulações.....	41
4.2.4.1 Verificação da Condição Inicial	41
4.2.4.2 Desbalanceamento	42
4.2.4.3 Desalinhamento Angular	43
4.2.4.4 Roçamento	43
5 RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	45
5.1 Condição Inicial	45
5.2 Teste de desbalanceamento	47
5.3 Teste de desalinhamento	50
5.4 Teste de roçamento	53
6 CONCLUSÕES.....	57
7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	58
REFERÊNCIAS.....	59
APÊNDICE A - DISCO DE DESBALANCEAMENTO	62
APÊNDICE B - ALINHAMENTO DO CONJUNTO MECÂNICO.....	63
APÊNDICE C - DIMENSIONAMENTO DO MOTOR.....	66

APÊNDICE D - DIMENSIONAMENTO DO EIXO PRINCIPAL	68
APÊNDICE E - DESENHO GERAL DO CONJUNTO MECÂNICO	70
ANEXO A - ACOPLAMENTO FLEXÍVEL	71
ANEXO B - MANCAL TIPO PEDESTAL.....	72

1 INTRODUÇÃO

De acordo com um estudo realizado pela *Plant Performance Group* avaliando 500 fábricas dos Estados Unidos, Canadá Grã-Bretanha, França e Austrália, foi concluído que a manutenção preditiva aumenta os lucros de 25 a 60%, a produtividade de 20 a 30%, aumento na vida útil das máquinas em até 40%, reduz em até 50% as horas extras para manutenção, reduz o tempo em paradas das máquinas e os custos gerais em até 80%. (MMTEC MANUTENÇÃO, 2017).

Dentre os métodos preditivos de manutenção utilizados pela indústria, destaca-se a análise vibracional. Esse método de inspeção tem sido adotado no planejamento de antecipação de falhas, permitindo assim evitar gastos com paradas desnecessárias ou indesejadas de máquinas e equipamentos, mitigando o impacto no processo produtivo industrial.

Toda máquina e equipamento em funcionamento produz vibração. A análise e leitura desse espectro vibracional é uma poderosa ferramenta na determinação do estado da máquina ou equipamento (DE MATTOS e DE FALCO, 1998). Ainda sobre a óptica de Mattos e de Falco (1998), o diagnóstico de equipamentos através das variáveis de medição de vibração gera informações de extrema relevância, as quais permitem relacionar padrões de vibração com suas causas. Esse modelo ferramental, gerado a partir da análise dos dados de medição de vibração, tem permitido avanços significativos na área industrial de manutenção preditiva, sobretudo na análise dos equipamentos rotativos.

Segundo Jesus e Calvacante (2013) as máquinas rotativas são elementos indispensáveis, pois estão presentes nos diversos ambientes do cotidiano. Abrantes, Michalski, *et al.*, (2002) destacam que a dinâmica destes equipamentos tem extrema relevância na área de engenharia mecânica.

A disciplina de Vibrações Mecânicas, continua tendo uma importância fundamental para a formação do engenheiro. Sob certos aspectos, esta importância mostra-se crescente. Evidentemente, isso decorre da grande quantidade de aplicações desta disciplina nas várias áreas da engenharia, começando pelo seu berço natural, a engenharia mecânica, e estendendo-se para as engenharias aeronáutica e espacial,

civil e de estruturas, naval e oceânica, e chegando até as novas engenharias que vem aparecendo recentemente, como a engenharia mecatrônica, a engenharia de sistemas embarcados, e assim por diante. (KURKA, 2015).

Ignorar os estudos, diagnósticos e efeitos relacionados à vibração em um projeto de engenharia pode levar a falhas catastróficas como a conhecida ponte Takoma Narrows em Washington (EUA) que veio a colapsar devido ao efeito da ressonância. (FERREIRA JÚNIOR, 2013)

2 OBJETIVOS

2.1 Objetivo Geral

Desenvolver uma bancada didática para emular as condições de equipamentos rotativos, onde serão simulados defeitos e falhas geradores de vibração nesse tipo de equipamento.

2.2 Objetivos específicos

- a) Projetar e construir uma bancada de equipamento rotativo observando os seguintes critérios: mobilidade para uso dos alunos e professores, simplicidade na operação e emprego de tecnologias abertas;
- b) Desenvolver um algoritmo na plataforma ARDUINO para aquisição dos sinais elétricos provenientes da instrumentação aplicada, bem como para permitir o controle do simulador;
- c) Desenvolver um aplicativo para leitura, armazenamento e tratamento dos dados dos sinais de vibração usando o Microsoft Excel;
- d) Simular os principais defeitos mecânicos tais como: desalinhamento, desbalanceamento e roçamento.

3 REVISÃO DE LITERATURA

3.1 Bancadas didáticas para o estudo de vibrações mecânicas

3.1.1 Modelos de bancadas

Os modelos de bancada de testes pesquisados mostraram-se um recurso eficaz na produção de dados analisáveis. Com variações em relação ao objetivo e ao método de análise e estudos, Abrantes, Michalski, *et al* (2002), Silva *et al* (2004), Nery (2008), Jesus e Cavalcante (2011), Silva (2012), Leite (2012), Ferraz (2013) e Lima (2014) mostraram diversas possibilidades de configurações e modelagem de dados utilizando uma bancada para simulações de defeitos em equipamentos rotativos.

Abrantes, Michalski, *et al* (2002) e Silva *et al* (2004), desenvolveram bancadas para realização de experimentos com rotores horizontais similares (Figura 1). Ambas bancadas consistem de um sistema eixo-disco apoiado sobre mancais, sendo acionado por um motor elétrico trifásico. O uso de dois discos inerciais permitem a montagem de diversas configurações de testes.

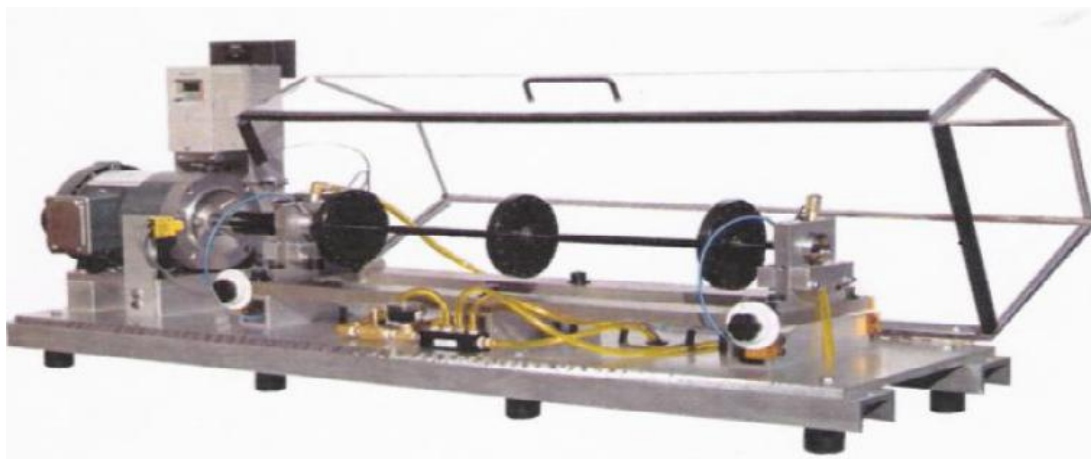
Figura 1 – Bancadas para o estudo de dinâmica de rotores



Fonte: (a) Abrantes, Michalski, *et al* (2002) e (b) Silva *et al* (2004).

Nery (2008) diferentemente de Abrantes, Michalski, *et al* (2002) e Silva *et al* (2004), não desenvolveu ou construiu alguma bancada de testes. Contudo utilizou-se de uma bancada (Figura 2) similar as anteriores no desenvolvimento de seu aplicativo. Em seu trabalho foram realizadas as simulações de desbalanceamento, desalinhamento e defeitos em rolamentos.

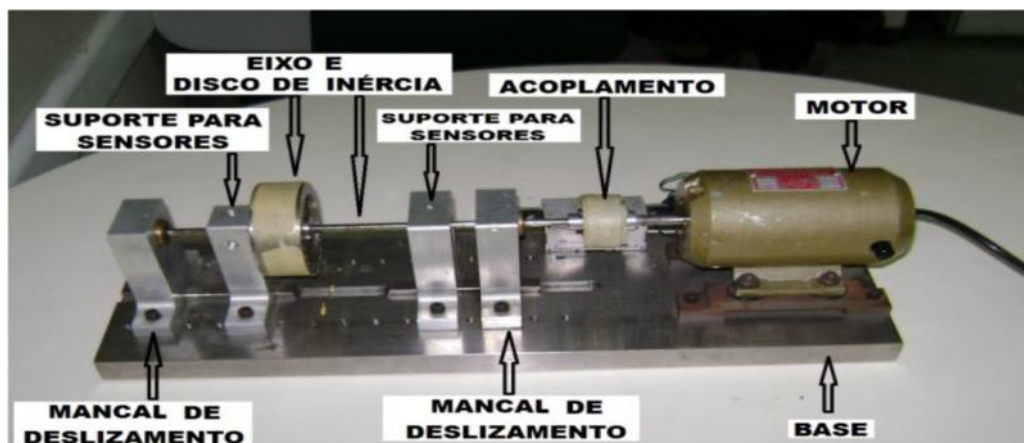
Figura 2 – Bancada experimental de simulação de equipamentos rotativos



Fonte: Nery (2008).

Assim como Nery (2008), Jesus e Cavalcante (2011) utilizou-se de uma bancada existente para realização de seu trabalho e testes (Figura 3). No equipamento simularam desbalanceamento, desalinhamento (vertical e paralelo) e roçamento de eixo. A bancada difere-se das anteriores por apresentar um porte menor permitindo sua mobilidade e também por apresentar apenas um disco de inércia permitindo um número menor de configurações de teste.

Figura 3 – Principais componentes da bancada de teste



Fonte: Jesus e Cavalcante (2011).

Silva (2012), utilizou a bancada desenvolvida por Rocha, Farias e Soares (2012) para simular e analisar falhas em máquinas rotativas através da análise de vibrações. A bancada (Figura 4) é composta por: (1) placa base da bancada, (2) mancais de deslizamento, (3) eixo, (4) acoplamento, (5) disco rotativos com furos, (6) motor trifásico (7) contador e (8) sensores. O defeito escolhido por Silva (2012) em seu

estudo foi o de desbalanceamento de massa em um único plano, também, conhecido como desbalanceamento estático. A escolha de Silva (2012) foi devido a esse tipo de defeito ser muito comum em máquinas rotativas.

Figura 4 – Componentes da bancada de ROCHA, FARIAS E SOARES (2012).



Fonte: Silva (2012).

Leite (2012) assim como Abrantes, Michalski, *et al* (2002) e Silva *et al* (2004), desenvolveu uma bancada (Figura 5) multifuncional. A bancada projetada é capaz de realizar diversas simulações: desbalanceamento, desalinhamento, falhas em rolamentos, frequência de pás, frequência de engrenagens, análise de óleo, roçamentos, análise de órbitas, componentes soltos, excentricidade, eixo empenado dentre outros.

Figura 5 – Bancada multifuncional BMT1.



Fonte: Leite (2012).

Lima (2014), propôs uma bancada didática (Figura 6) composta por um motor elétrico, um eixo e um volante de massa para análise de vibrações no estudo da manutenção preditiva. Tal bancada tem potencial para simular, as condições de desalinhamento radial e axial nos planos horizontal e vertical através de dispositivos acoplados na base do motor, além de desbalanceamento e falhas em rolamentos, todas elas controladas pelo usuário.

Figura 6 - Bancada didática de vibrações (1) e dispositivos para regulagem de desalinhamento horizontal (2) e vertical (3).



Fonte: Adaptado de Lima (2014).

Junior (2017) utilizou-se de uma bancada horizontal confeccionada por Nicolini, Rost e Colla (2003) (Figura 7) para realização de seus estudos científicos relacionados ao desalinhamento de máquinas rotativas. A bancada contava com eixo bi-apoiado acoplado a um motor elétrico trifásico de baixa potência. Assim como Lima (2014) a bancada possui base móvel no lado de acionamento, permitindo simular condições operacionais de desalinhamento angular, paralelo e combinado.

Figura 7 – Aparato experimental: Bancada didática simuladora de vibrações.

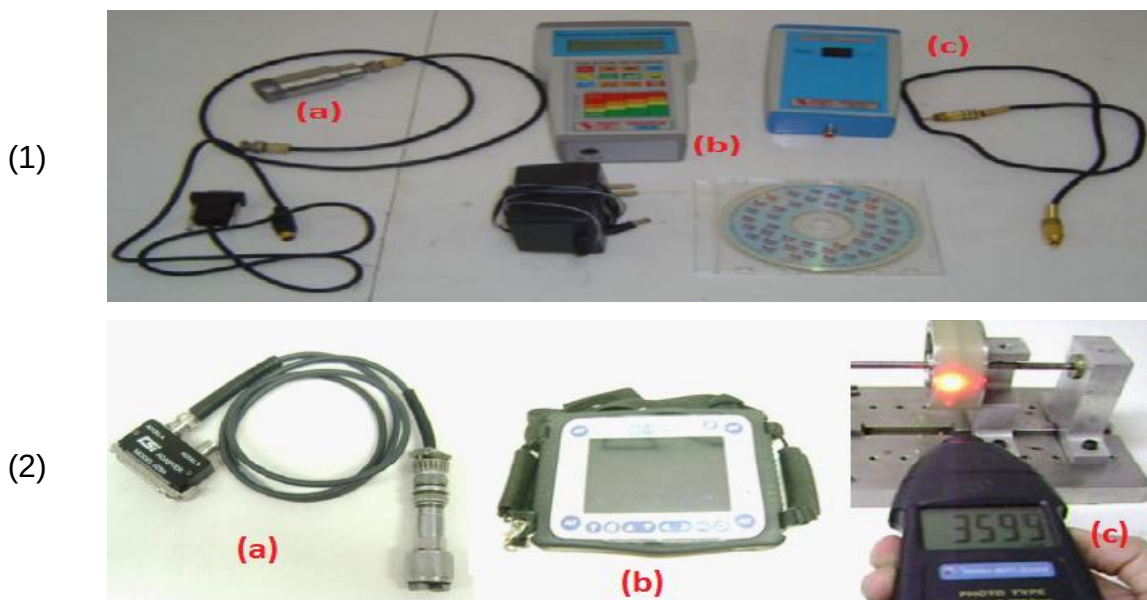


Fonte: Junior (2017).

3.1.2 Aquisição e análise de dados

Silva et al (2004) e Jesus e Cavalcante (2011), utilizaram como ferramentas (Figura 8) para aquisição e análise de dados os seguintes componentes: acelerômetro como elemento sensor, coletor de vibrações portátil para coleta dos dados, tacômetro para medição das rotações, e software de análise de dados

Figura 8 - Componentes de para medição de vibração: acelerômetro piezoelétrico (a), analisador (b), tacômetro (c).

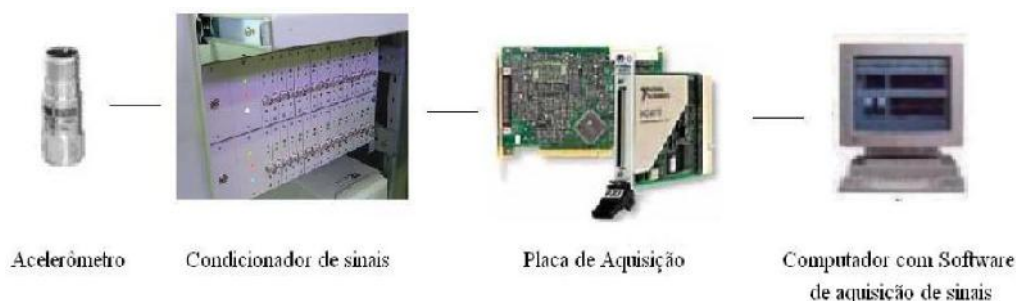


Fonte: (1) adaptado de Silva et al (2004), (2) adaptado de Jesus e Cavalcante (2011),

Nery (2008) e Silva (2012) desenvolveram em seus estudos um aplicativo para análise de vibrações de máquinas rotativas, na plataforma LabVIEW, para aplicação em suas bancadas. Ambos os trabalhos desenvolvidos utilizaram um sistema (Figura 9) para

aquisição dos sinais de vibração composto por: acelerômetro, condicionador de sinais, placa de aquisição de sinais e um computador com o aplicativo desenvolvido.

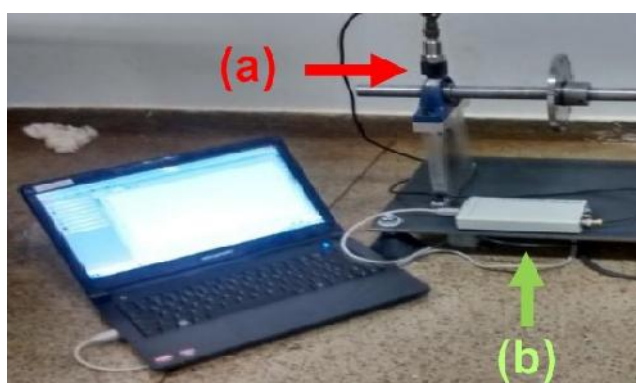
Figura 9 – Sistema de aquisição de sinais de vibração em bancada de teste.



Fonte: Nery (2008).

Lima (2014) também realizou a aquisição de dados de sua bancada através de um acelerômetro, contudo utilizou-se de uma placa receptora para modulação do sinal e comunicação entre o componente e o computador (Figura 10). Ele empregou um software analisador denominado Sistema Digital de Análise de vibração (produzido pela empresa brasileira Teknikao®) para coletar, analisar e compartilhar os dados das condições de funcionamento da bancada.

Figura 10 – Componentes de medição: (a) acelerômetro, (b) placa receptora para modulação do sinal.



Fonte: Adaptado de Lima (2014).

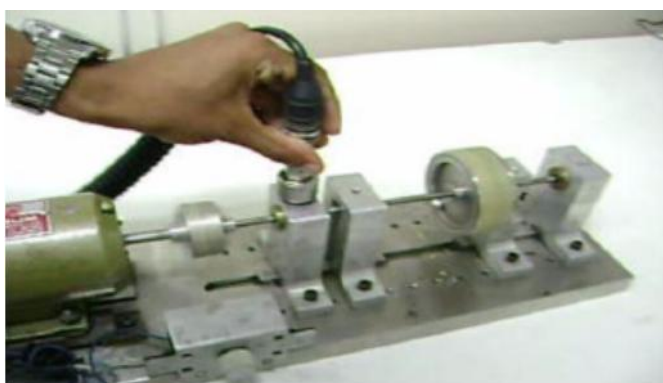
Junior (2017), empregou um alinhador a laser denominado Easy-Laser D450 para controle e introdução da anomalia na bancada. A aquisição de dados foi realizada através de um analisador digital de sinais e processados pelo software de conversão dBFA32, em seguida os dados foram convertidos para domínio do tempo e da frequência pelo software *scilab*, onde foi possível mensurar as variáveis relacionadas ao defeito.

3.1.3 Simulação de defeitos

3.1.3.1 Verificação da condição inicial

No intuito de obter um referencial para análise de dados na simulação de defeitos Silva et al (2004) realizaram uma medição inicial em sua bancada de testes. Este mesmo procedimento foi adotado por Nery (2008), Jesus e Cavalcante (2011) (Figura 11), Silva (2012), Ferraz (2013) e Junior (2017).

Figura 11 – Medição de condição inicial

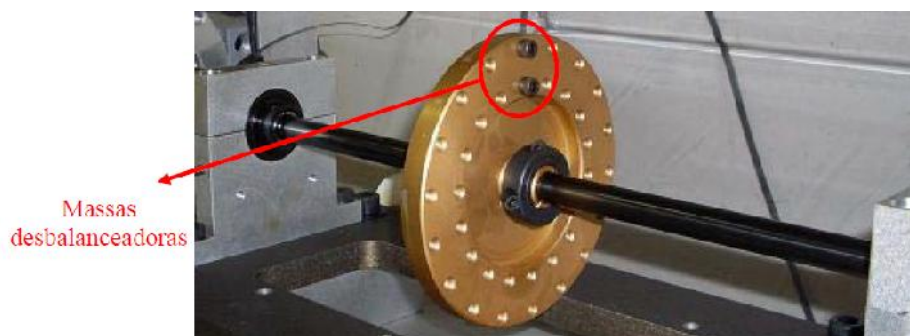


Fonte: Jesus e Cavalcante (2011).

3.1.3.2 Desbalanceamento

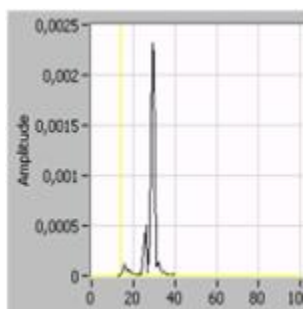
Por meio da inserção de massas (Figura 12) no rotor Silva et al (2004), Nery (2008), Jesus e Cavalcante (2011), Silva (2012) identificaram o aumento da amplitude da frequência de rotação do motor, confirmando o desbalanceamento de massa (Gráfico 1). Através dos dados obtidos dos experimentos conclui-se que as falhas de sistemas rotativos são identificadas através do sinal de vibração avaliando sua amplitude em relação a uma condição anterior (inicial).

Figura 12 – Sistema de disco de desbalanceamento utilizado nos experimentos

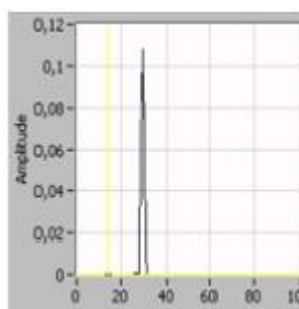


Fonte: adaptado de Nery (2008).

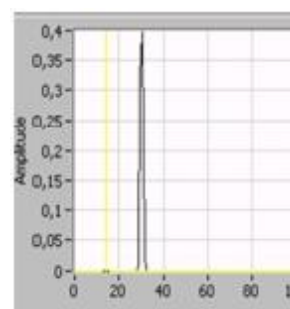
Gráfico 1 – Comparativo do espectro de frequência nas condições: inicial (a), desbalanceamento com uma massa (b) e desbalanceamento com duas massas (c).



(a) amplitude 0,00225



(b) amplitude 0,110



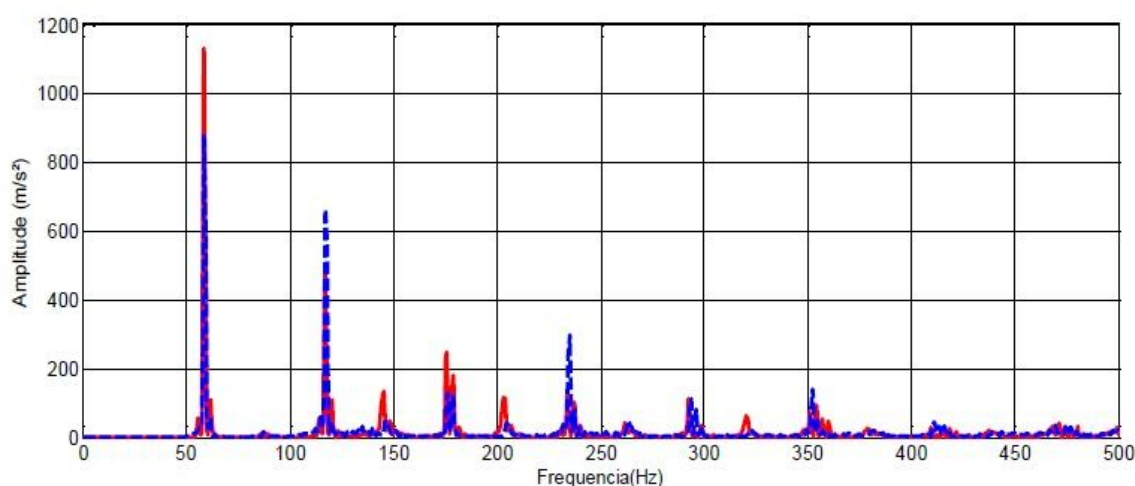
(c) amplitude 0,4

Fonte: adaptado de Silva (2012).

3.1.3.3 Desalinhamento

Jesus e Cavalcante (2011), Leite (2012), Lima (2014) e Junior (2017), em seus trabalhos provocaram uma excentricidade de eixo entre o motor e o eixo estacionário. Através disso, verificaram um aumento no nível de vibração e a elevação de uma série de harmônicos múltiplos da rotação do eixo (Gráfico 2), constatando dessa forma, o desalinhamento no sistema de acoplamento de sua bancada.

Gráfico 2 – Espectro de frequência da posição axial, alinhado em azul, desalinhado em vermelho.



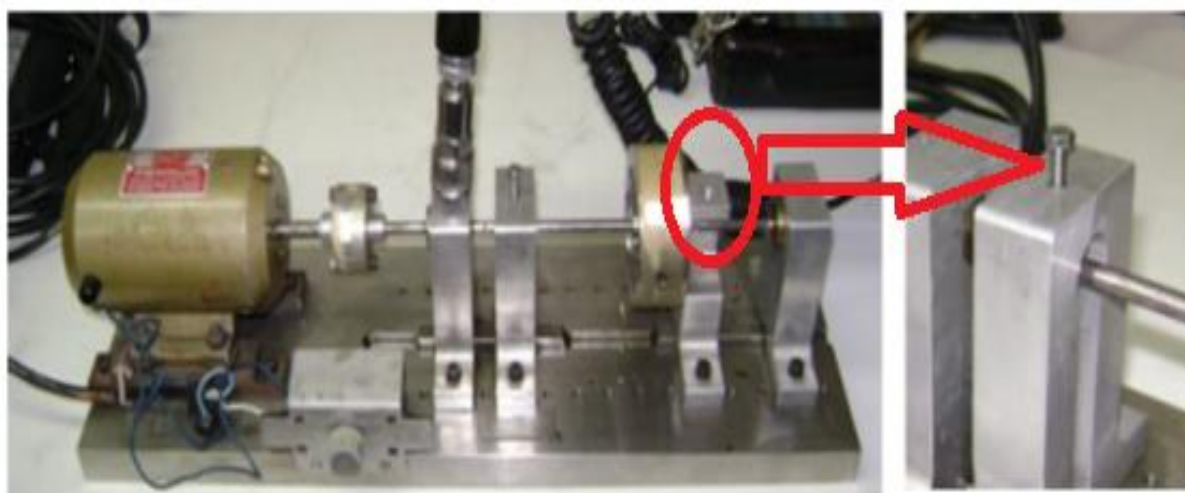
Fonte: Lima (2014).

3.1.3.4 Roçamento

Jesus e Cavalcante (2011) e Leite (2014), utilizaram um dispositivo composto de um suporte e um parafuso (Figura 13), para criar atrito entre a extremidade de um

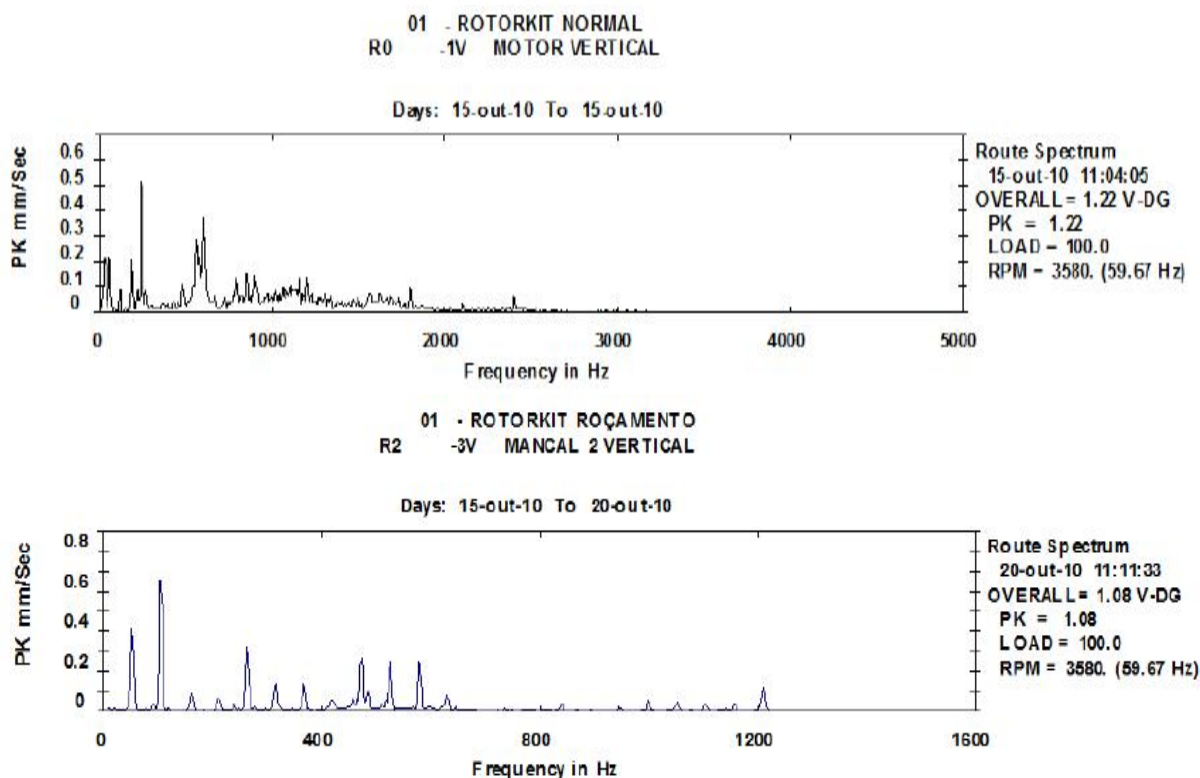
parafuso e o eixo estacionário. Ao observar o espectro de frequência os autores verificaram o aparecimento de harmônicos e sub-harmônicos da rotação do sistema, além de vibrações em alta frequência, isto pode ser verificado no Gráfico 3, esse defeito é conhecido como roçamento.

Figura 13 – Dispositivo para roçamento.



Fonte: Jesus e Cavalcante (2011).

Gráfico 3 – Espectro de frequência de falha de roçamento.



Fonte: Jesus e Cavalcante (2011).

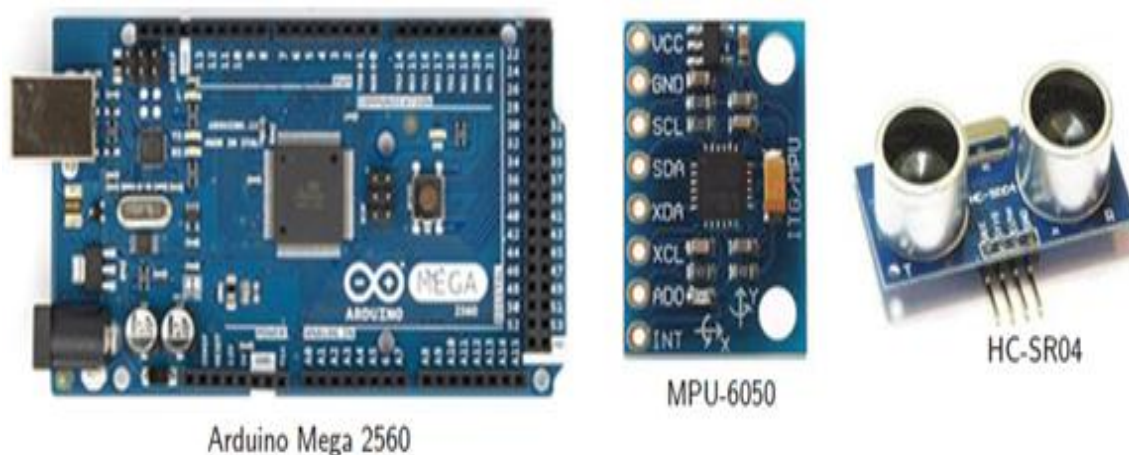
3.2 Processamento de sinais dinâmicos

Neste tópico relacionou-se as literaturas pertinentes ao condicionamento de sinais, do uso de ferramentas pouco conhecidas como a análise de Fourier embutida no EXCEL, bem como o add-in PLX-DAQ (Parallax Data Acquisition Tool) que possibilitou a comunicação do EXCEL com a plataforma ARDUINO. Também mostrou-se a aplicação do ARDUNIO na coleta de dados oriundos de sinais vibrações.

3.2.1 Uso do ARDUINO na medição de sinais de vibração

Varanis, Silva, *et al.* (2016) propuseram a aplicação da plataforma ARDUINO para o estudo e análise de vibrações mecânicas através da simulação do comportamento de uma viga. No experimento, foi utilizado (Figura 14) uma placa Arduino Mega 2560 para a aquisição de dados, o Acelerômetro MPU-6050 e o sensor de distância ultrassônico HC-SR04.

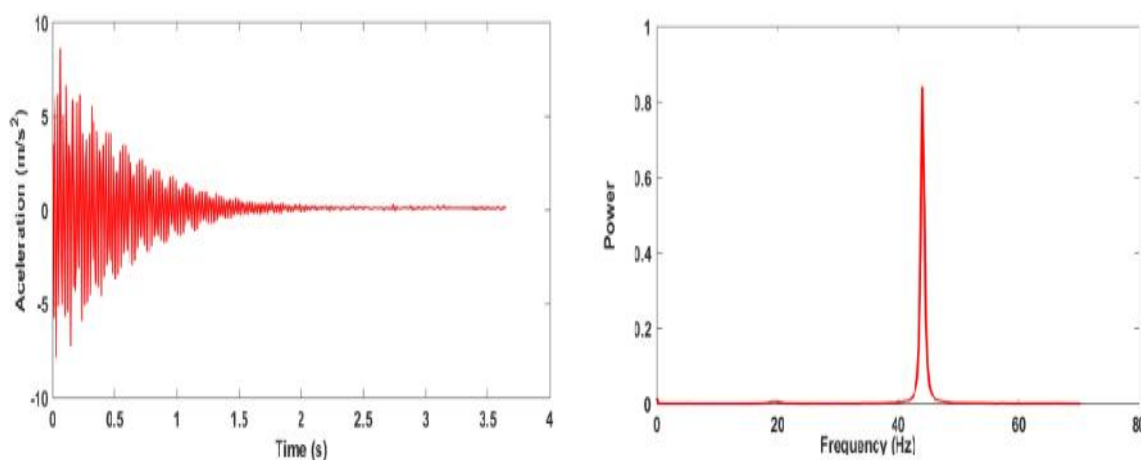
Figura 14 – Módulo Arduino Mega 2560, acelerômetro e sensor ultrassônico.



Fonte: adaptado de Varanis, Silva, *et al.* (2016).

No processamento de sinais, Varanis, Silva, *et al.* (2016) desenvolveram um aplicativo na linguagem PYTHON, no qual, através de bibliotecas auxiliares, utilizaram a *Transformada Rápida de Fourier* (TRF) para a obtenção dos sinais no domínio da frequência (Gráfico 4).

Gráfico 4 – Resposta no domínio do tempo, obtida pelo acelerômetro e a domínio da frequência gerada pelo algoritmo de TRF.



Fonte: Varanis, Silva, et al. (2016).

Varanis, Silva, *et al.* (2016) baseado na comparação entre os métodos de cálculo e medição, aplicados para determinação das frequências de vibração (Tabela 1) em seu experimento, afirmaram que a plataforma ARDUINO é uma boa opção em experimentos com propósitos educacionais por possuir boa precisão de medição aliada ao baixo custo.

Tabela 1 – Comparação dos resultados das frequências naturais obtidas através dos métodos analíticos, experimental e elementos finitos

Material	Configuração	Método Analítico (HZ)	Método de Elementos Finitos (Hz)	Experimento com ARDUINO		
				Acelerômetro	Giroscópio	Ultrassom
Aço	Cantilever	9,408	9,356	9,38	9,38	10,05
	Cantilever suportado	18,008	18,023	15,96	15,96	20,81
	Bi-Cantilever	26,218	26,556	24,58	24,38	23,11
Alumínio	Cantilever	10,009	9,513	9,8	9,76	9,45
	Cantilever suportado	43,257	43,120	44,02	44,00	45,13
	Bi-Cantilever	62,771	62,923	63,02	63,89	61,33

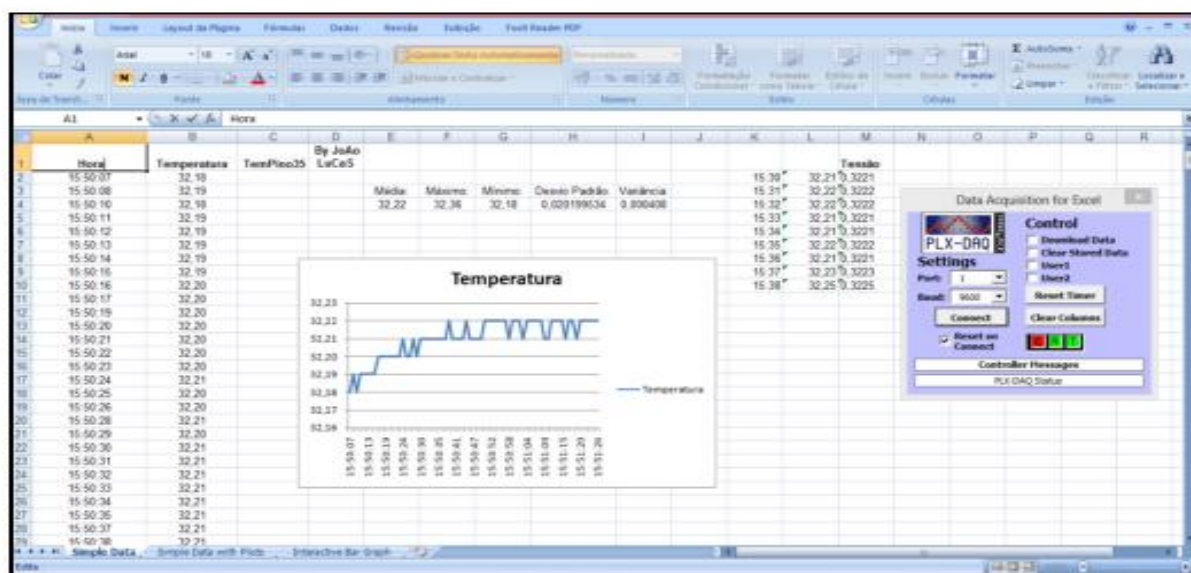
Fonte: adaptado de Varanis, Silva, *et al.* (2016),

3.2.2 Comunicação entre ARDUINO e EXCEL através do PLX-DAQ

Segundo Silva, Cavalcante, *et al.* (2016) o PLX-DAQ é uma ferramenta de software para uso em conjunto com o EXCEL para coleta dados do ARDUINO. Ele armazena os diversos dados coletados em uma planilha, tornando possível diversas análises e aplicações.

Os trabalhos de Silva, Cavalcante, *et al.* (2016) e Dworakowski, Hartmam, *et al.* (2016) utilizaram o PLX-DAQ (Figura 15) para a obtenção de dados coletados de sensores em tempo real, disponibilizando-os para sua avaliação e tratamento matemático.

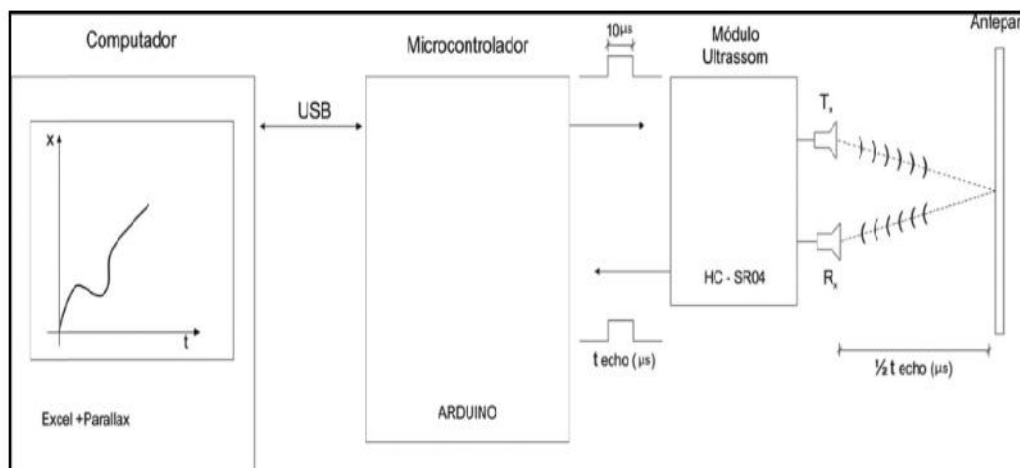
Figura 15 – Planilha do Excel com *add-in* PLX-DAQ e os dados obtidos do ARDUINO e do sensor de temperatura LM35.



Fonte: Silva, Cavalcante, *et al.* (2016),

Ambos os trabalhos de Silva, Cavalcante, *et al.* (2016) e Dworakowski, Hartmam, *et al.* (2016) apresentaram a mesma configuração de montagem de hardware para obtenção dos dados de seus experimentos (Figura 16), onde verificou-se como foi feita a conexão entre o EXCEL, PLX-DAQ, ARDUINO, e os sensores.

Figura 16 – Diagrama de blocos da configuração de montagem do sistema de medição e obtenção de dados através do conjunto EXCEL, PLX-DAQ e ARDUINO.



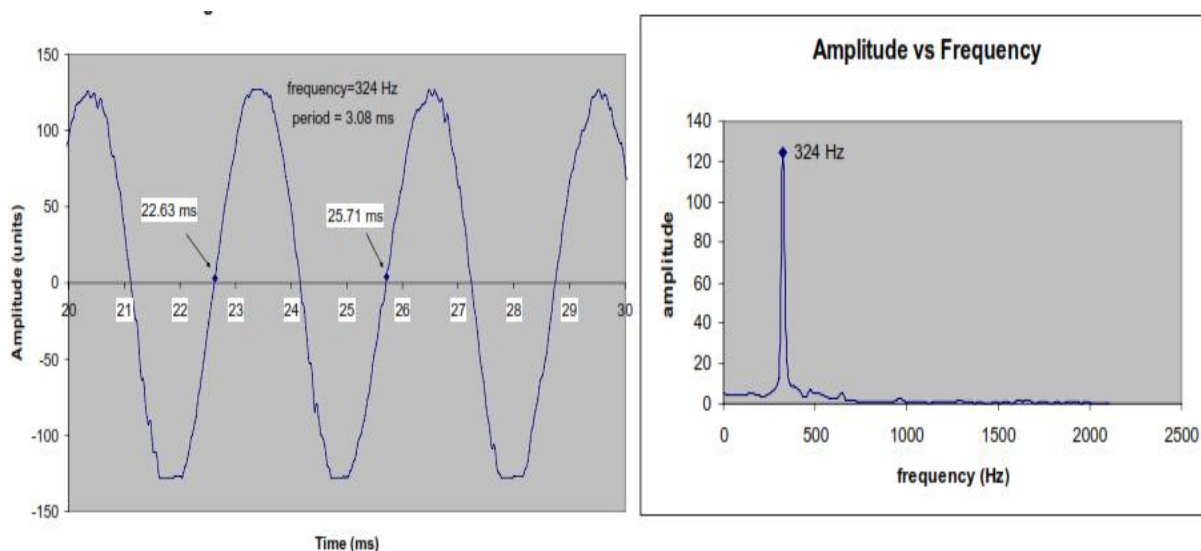
Fonte: Dworakowski, Hartmam, *et al.* (2016).

3.2.3 Transformação do domínio do tempo para frequência

Klingerberg (2005), Aref (2007) e de Oliveira Costa e Gomes (2017) aplicaram a TRF disponível no EXCEL em seus estudos de tratamento de sinais elétricos e sua conversão do domínio do tempo para o domínio da frequência.

Através do uso implementado por Klingerberg (2005), identificou-se claramente a transformação do sinal no domínio do tempo para o domínio da frequência (Gráfico 5) e que a precisão do espectro de vibração está diretamente relacionada ao tamanho da amostra de dados. Ainda em seus estudos, ele detalhou cada passo da aplicação da ferramenta, transformando seu trabalho em um tutorial para aplicação da TRF no EXCEL. Entretanto, não foi utilizado nenhum tipo de dado real, oriundo de experimentos, para que houvesse algum tipo de verificação.

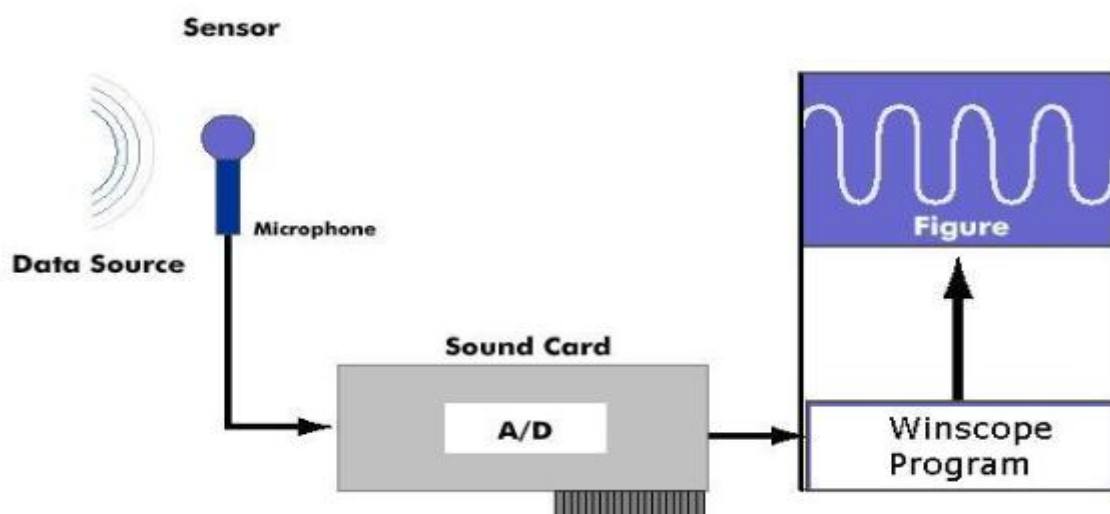
Gráfico 5 – Dados no domínio do tempo e no domínio da frequência.



Fonte: Klingerberg (2005).

Em seu experimento, Aref (2007), mediu de vibrações oriundas de ondas sonoras (Figura 17), utilizando um microfone como sensor para captação do sinal de vibração. A onda sonora foi convertida em dados digitais por meio da placa de som existente no computador utilizado no estudo, sendo os dados numéricos analisados pela mesma ferramenta proposta por Klingerberg (2005). Para Aref (2007), sua escolha pelo EXCEL baseou-se na interface amigável e pela larga aplicação.

Figura 17 – Esquema da configuração do experimento.



Fonte: Aref (2007).

De Oliveira Costa e Gomes (2017), apesar de não terem realizado um experimento físico, concluíram em sua análise que a TRF disponível no EXCEL possibilitou separar todas as ondas que compunham a simulação, e que é possível analisar a relação dos números gerados pela transformação com as características do fenômeno a ser estudado.

4 METODOLOGIA

4.1 Materiais

4.1.1 Estrutura de Sustentação

Optou-se pelo uso da estrutura de alumínio perfilado na construção da bancada devido ao seu baixo peso específico e por dessa forma permitir a mobilidade da bancada. A Tabela 2 e a Figura 18 apresentam os materiais necessários para construção da estrutura de sustentação.

Tabela 2 - Materiais usados na construção da bancada.

Item	Descrição	Quantidade	Fabricante, material	Código
1	Perfil 20x20mm	2,48 metros	Forseti	PF20-01
2	Cantoneira	8	Forseti, Alumínio estrutural	CT38-0X-15
3	Parafuso M6 allen DIN 912 12.9 e porca quadrada	16	Forseti, Alumínio	PCI6-12 e PQ20-6
4	Conector universal base 20	8	Forseti, Alumínio	CN20-01
5	Pés niveladores de borracha – rosca 1/4" BSP	4	Forseti, Alumínio e Borracha	PNP-4010

Fonte: os autores.

Figura 18 - Materiais utilizados na bancada de acordo com a Tabela 2.



(1)



(2)



(3)



(4)



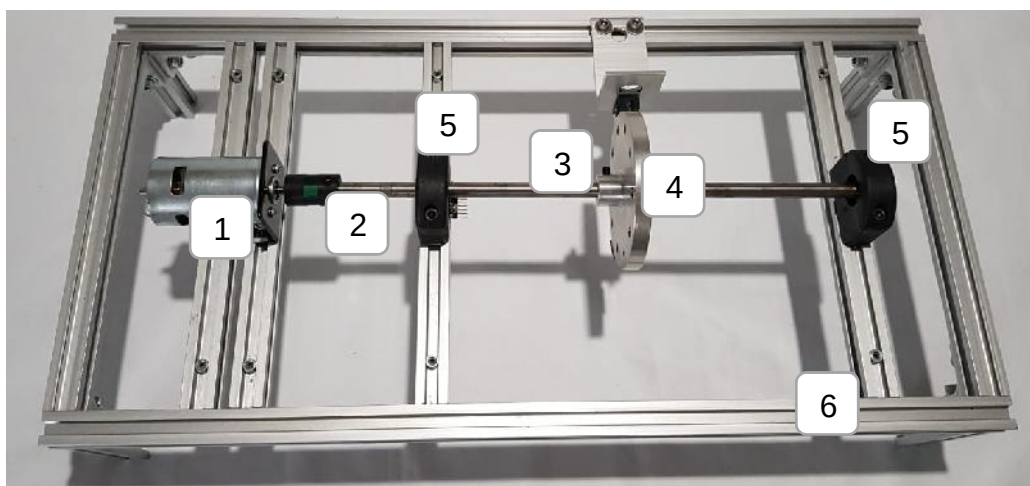
(5)

Fonte: os autores.

4.1.2 Componentes Mecânicos

Através das pesquisa e observação dos trabalhos acadêmicos descritos no item 3.1 deste trabalho, das restrições e limitações impostas pelas premissas foi desenvolvido o layout aberto através de estrutura de frame de alumínio (Figura 19, Tabela 3, Figura 20) da bancada didática.

Figura 19 – Bancada didática para simulação de equipamento rotativo



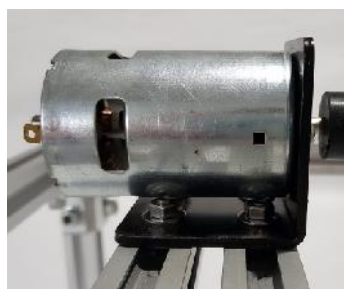
Fonte: os autores.

Tabela 3 – Principais componentes mecânicos do projeto da bancada numerados conforme Figura 19.

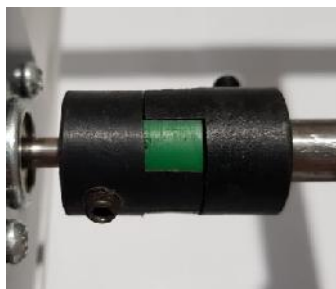
Item	Descrição	Quantidade	Fabricante, material	Código
1	Mini Motor 775 - 12 A 36Vcc, 3500 a 9000 RPM	1	Shenzhen Dongshunda Motor	DSD-775
2	Acoplamento elástico DT diâmetro 5mm lado do motor x 10mm lado do eixo	1	Jhonny CNC	11.01.01.214
3	Eixo principal 10mm x 350mm	1	Aço SAE 1045 retificado	Sem código
4	Disco de desbalanceamento	1	Alumínio	Sem código
5	Mancal DT pedestal, bipartido para rolamento 6800 ZZ	2	Jhonny CNC	11.01.01.218
6	Estrutura de Suportação em perfil de estrutural 20mm x 20mm	1	Alumínio	Ver Tabela 2

Fonte: os autores.

Figura 20 – Principais componetes mecânicos utilizados, numerados conforme descrição da Tabela 3



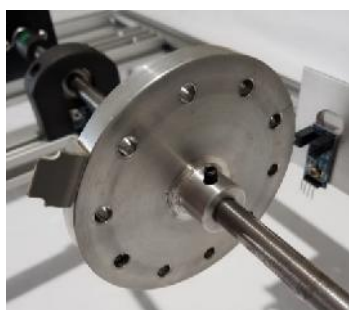
(1)



(2)



(3)



(4)



(5)



(6)

Fonte: os autores.

4.1.3 Automação e Instrumentação

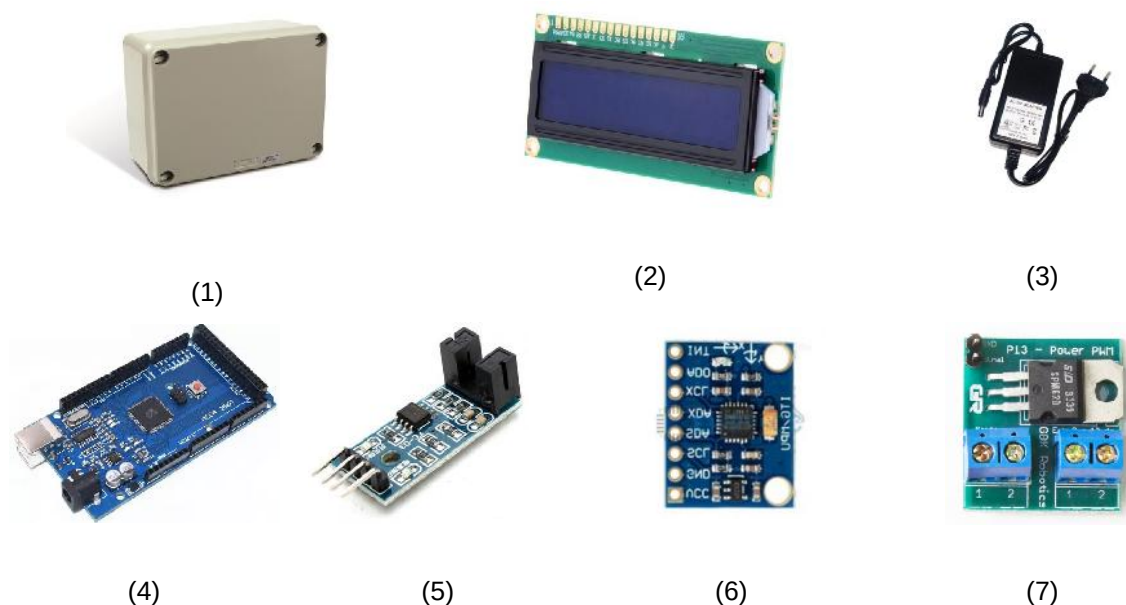
Para controle do acionamento do motor e monitoramento das variáveis de vibração e rotação utilizou-se os componentes da Tabela 4 e da Figura 21.

Tabela 4 – Principais componentes de automação e instrumentação utilizados na construção do controlador e coletor de dados da bancada.

Item	Descrição	Quantidade	Fabricante ou material	Código
1	Caixa de comando 154mm x 110mm x 70mm	1	Steck, Termo-Plástico	SSX161
2	Display 2 linhas 16 colunas.	1	Felipeflop	5LC13
3	Fonte de alimentação. Entrada: 110/220 Vca, Saída: 12 Vcc, 5A	1	Kit Led	F5A
4	Placa Arduino	1	Arduino	Mega 2560 r3.
5	Tacômetro/encoder digital	1	gbk Robotics	FC-03
6	Acelerômetro inercial	2	gbk Robotics	MPU6050
7	Módulo PWM DC 5A	1	gbk Robotics	PW-13

Fonte: os autores.

Figura 21 – Principais componentes de automação e instrumentação utilizados conforme descrição da Tabela 4



Fonte: os autores.

4.1.4 Computador e Softwares

O conjunto de hardware (computador) e softwares utilizados no experimento têm suas especificações declaradas na Tabela 5:

Tabela 5 – Computador e softwares utilizados no experimento

Item	Descrição	Quantidade	Fabricante	Código
1	Notebook Inspiron 15 5000	1	DELL	Sem código
2	Microsof Excel 2016	1	MICROSOFT	Sem código
3	PLX-DAQ	1	PARALLAX	Sem código

Fonte: os autores.

4.2 Métodos

4.2.1 Projeto e construção da bancada

Definiu-se as seguintes dimensões para estrutura da bancada: 580x290x120mm respectivamente comprimento, largura e altura. Construiu-se sua estrutura com perfis 20x20mm de alumínio estrutural, escolhido para reduzir o peso do conjunto, cantoneiras em alumínio estrutural, parafusos tipo allen DIN 912 12.9 e porcas quadradas para fixação dos perfis, para a base de apoio dos mancais e motor foi

utilizado o mesmo perfil já citado, sendo sua fixação através do conector universal base 20, a fixação do motor ao perfil foi feita através de uma base em aço carbono SAE1020, também utilizou-se pés niveladores de borracha, e acessórios de acabamento.

A mecânica da bancada consiste de um motor elétrico de corrente contínua dimensionado para atender o torque da aplicação (APÊNDICE C), acoplado ao eixo por um acoplamento de elemento elástico (ANEXO A). O eixo aplicado foi dimensionado (ANEXO D) de maneira a ser apoiado por dois mancais bipartido (ANEXO B) com rolamento rígido de esferas 6800ZZ. Um rotor usinado em alumínio (APÊNDICE A), possibilitou a inserção de massas para os testes. A base no motor em aço carbono SAE1020, possui furos de 5mm oblongados para o ajuste do conjunto eixo-motor. Confeccionou-se um dispositivo para provocar atrito na superfície do eixo principal.

4.2.2 Aquisição de dados e controle da bancada

Para a aquisição de dados e desenvolvimento do algoritmo de aquisição de vibrações na plataforma ARDUINO, instrumentou-se a bancada através de um acelerômetro inercial MPU6050 com taxa de amostragem de 1kHz, posicionado no primeiro mancal para a detecção de vibração, em módulo de G, nos eixos x, y e z.

Como critério geral de dimensionamento da instrumentação utilizou-se o teorema da amostragem de Nyquist (1), onde a frequência de amostragem deve ser pelo menos o dobro da maior frequência a ser medida. No caso, a frequência de rotação máxima do motor (2) foi utilizada como parâmetro da maior frequência a ser medida.

$$f_m = \frac{f_s}{2} \quad (1)$$

$$f_m = \frac{n_m}{60} \quad (2)$$

Utilizou-se um módulo encoder digital MC-03 como tacômetro para medição de rotação do sistema através de pulsos gerados a cada volta completada (3) e também como método de sincronismo para a reamostragem de dados. A partida, parada e referência de velocidade do motor fez-se através do módulo gerador de pulsos

modulados PW-13 que, através da modulação de pulsos, permitiu variar a rotação na faixa de 1000 à 2000 RPM. Calculou-se a quantidade de rotação através da relação da quantidade de pulso do tacômetro em um intervalo de tempo (em segundos) dada pela seguinte equação:

$$f_{rt} = 60 \cdot n_p \quad (3)$$

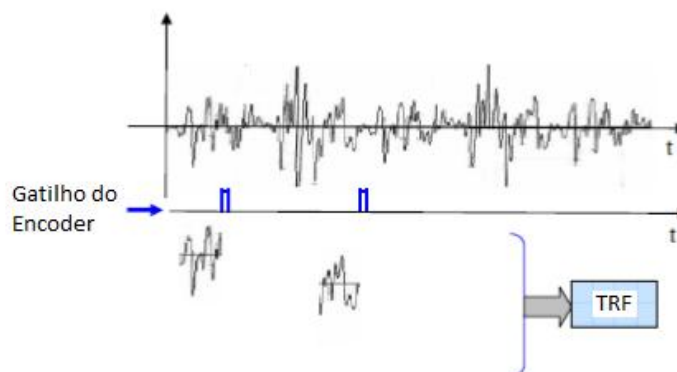
Definiu-se os parâmetros de medição de vibração implementados no algoritmo com base no trabalho realizado por Bilosová e Bilos (2012) onde:

- a) **Range de frequência:** de 0 à $f_{\max}$ (frequência máxima ou frequência de Nyquist), conforme definido na equação (1);
- b) **Número de linhas (dados) do espectro:** segundo Bilosová e Bilos (2012) o número de linhas afeta a resolução do espectro de frequências (Δf) e a distinção entre frequências próximas. Para o trabalho implementou-se um espectro de 1024 amostras discretas (N), sendo a resolução do mesmo definida por:

$$\Delta f = \frac{f_s}{N} \quad (4)$$

- c) **Tipo de média:** utilizou-se a média linear ou aritmética, sendo esta aplicada a cada grupo de amostras, ainda no domínio do tempo, mantendo assim o mesmo peso para cada amostra de dados. Na coleta de dados para cálculo da média, aplicou-se um comprimento finito de 50 valores para cada ponto de amostra presente na formação do espectro. De acordo com Bilosová e Bilos (2012) o comprimento de amostras deve estar entre 50 e 100 para permitir a remoção de partes assíncronas do sinal de vibração, de modo a remover do sinal elétrico, tudo o que não está relacionado ao movimento rotacional da bancada no sinal elétrico;
- d) **Tipo de gatilho (trigger):** utilizou-se para sincronismo das amostras e para a reamostragem de cada grupo, um gatilho externo (físico), no caso, o pulso gerado pelo tacômetro aplicado no trabalho. O uso desse artifício e de uma f_s constante permitiu amostras sincronizadas e igualmente espaçadas no tempo, conforme Figura 22.

Figura 22 – Gatilho (Trigger) externo gerado pelo tacômetro da bancada.



Fonte: adaptado de Bilosová e Bilos (2012).

Através da aplicação dos parâmetros e da instrumentação desenvolveu-se o algoritmo de controle e aquisição (Figura 23) com as seguintes funções: partida do motor, rampa de aceleração, controle de sincronismos, coleta de dados, contagem de grupos de dados e cálculo da média.

Figura 23 – Algoritmo de controle aplicado no processo de coleta de dados



Fonte: os autores.

4.2.3 Comunicação, armazenamento e tratamento de dados

Para comunicação entre o ARDUÍNO e o EXCEL, através do PLX-DAQ aplicou-se conceito similar ao proposto por Dworakowski, Hartmam, *et al.*(2016) no item 3.2.2, Figura 16.

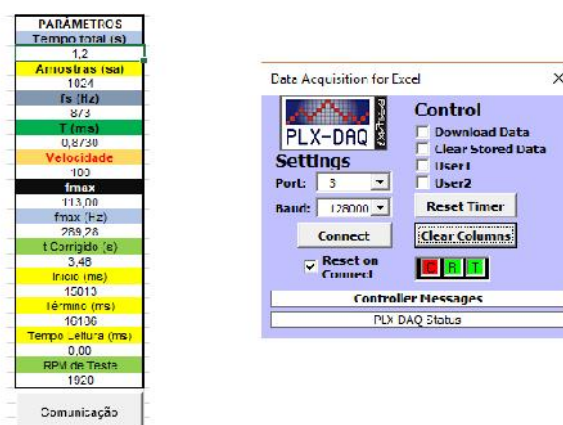
Adaptou-se o código fonte proposto por Dworakowski, Hartmam, *et al.*(2016) para o envio de dados ao EXCEL, sendo este organizado com as seguintes abas: Simple Data, Tratamento de dados, Resumo tempo, Resumo Frequencias, Gráfico tempo e Gráfico Frequência.

A aba Simple Data recebeu os dados sem tratamento do experimento, organizados em colunas com as seguintes denominações:

- Time:** hora do envio de dados. Campo apenas utilizado pelo PXL-DAQ.
- Medida:** número da média aritmética da amostra medida;
- Ax:** aceleração radial média detectada no eixo X;
- Ay:** aceleração radial média detectada no eixo Y;
- Az:** aceleração axial média detectada no eixo Z;
- RPM:** quantidade de rotação detectada durante o experimento;

Ainda na aba Simple Data desenvolveu-se uma interface (Figura 24) para trabalho em conjunto com PLX-DAQ. Através dela obteve-se diversos parâmetros do experimento tais como: tempo total, frequência real de amostragem e etc..

Figura 24 - Interface de Controle da Bancada e PLX-DAQ.



Fonte: os autores.

Na aba Tratamento de dados aplicou-se a análise de Fourier (que utiliza a TRF, também conhecida como Série Finita de Fourier (5)) para cada eixo, em cada um testes propostos, obtendo-se assim a magnitude dos valores de vibração). De posse desses valores determinou-se a amplitude (6) e a frequência (7) para montagem do espectro, conforme os métodos propostos por Klingerberg (2005) e de Oliveira Costa e Gomes (2017) no tratamento de sinais dinâmicos.

$$X_k = \sum_{n=0}^{N-1} X_n \cdot e^{-\frac{j \cdot 2\pi \cdot k \cdot n}{N}} \quad (5)$$

$$\lambda = \sqrt{X_K} \cdot \frac{2}{N} \quad (6)$$

$$f_n = (n - 1) \cdot \Delta f \quad (7)$$

Implementou-se o nível global de vibração (FUPAI - FUNDAÇÃO DE PESQUISA E ASSESSORAMENTO A INDÚSTRIA, 2012) determinado pela equação (8).

$$N = \sqrt{A^2 + A^2 + A^2} \quad (8)$$

Nas abas resumo tempo e frêquencias armazenou-se os dados de todos os testes realizados. Utilizou-se as abas Gráfico tempo e Frequência para criação de tabelas dinâmicas utilizadas na avaliação dos dados de todos os testes realizados.

4.2.4 Testes e simulações

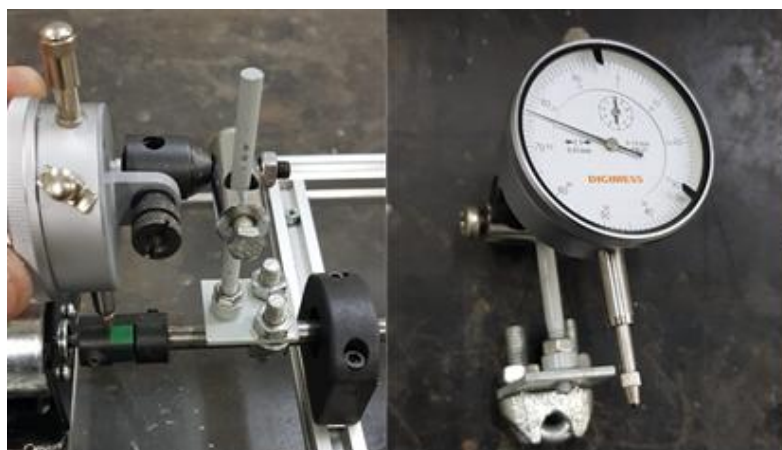
4.2.4.1 Verificação da Condição Inicial

Realizou-se a verificação do nivelamento da bancada utilizando um nível de bolha, tendo como referência a superfície de apoio da mesma, afim de corrigir possível efeito de pé manco.

Adotando-se os métodos descritos pelo Serviço Nacional de Aprendizagem Industrial (1997) e aceitando-se as referências do Catalogo Antares Acoplamentos (2018) como parâmetro de tolerância de desalinhamento, executou-se pré-alinhamento entre eixo e motor com o uso de um relógio comparador com resolução centesimal de 0,01mm à 10 mm, fixando-se a um dispositivo (Figura 25). Com isso, permitiu-se o funcionamento do conjunto mecânico da bancada dentro dos ajustes de tolerância

para um funcionamento de um equipamento rotativo. Detalhou-se os procedimentos de alinhamento no APÊNDICE B.

Figura 25 - Dispositivo e relógio comparador.



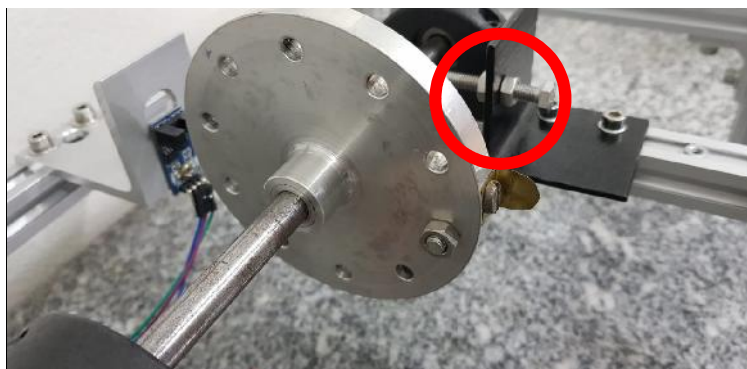
Fonte: os autores.

Após a finalização da verificação da condição inicial realizou-se medições do nível de vibração de modo a verificar a condição de repetitividade da bancada.

4.2.4.2 Desbalanceamento

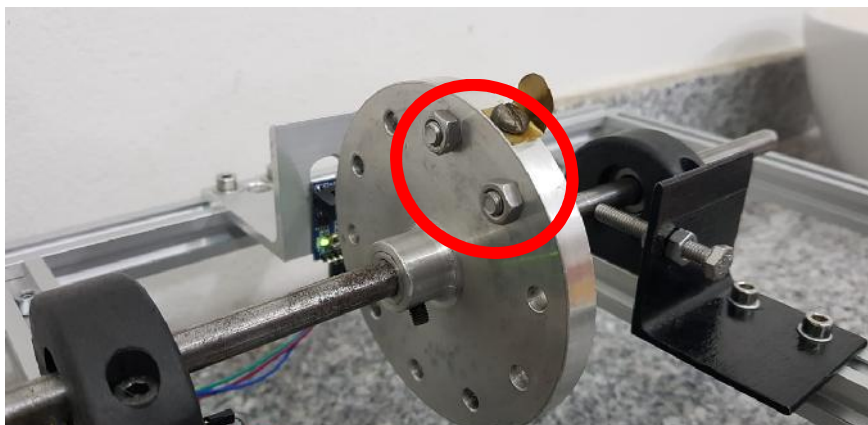
Através dos furos existentes no disco de desbalanceamento acrescentou-se uma massa adicional (Figura 26), de modo a provocar uma distribuição desigual, e posteriormente acrescentou-se uma segunda massa defasada (Figura 27), sendo estes métodos análogos aos utilizados por Jesus e Cavalcante (2011), Silva (2012) e Lima (2014). Ambas as massas possuíam um peso equivalente a 8,11 g.

Figura 26 - Massa de desbalanceamento inserida na bancada



Fonte: os autores.

Figura 27 - Segunda massa de desbalanceamento inserida na bancada.

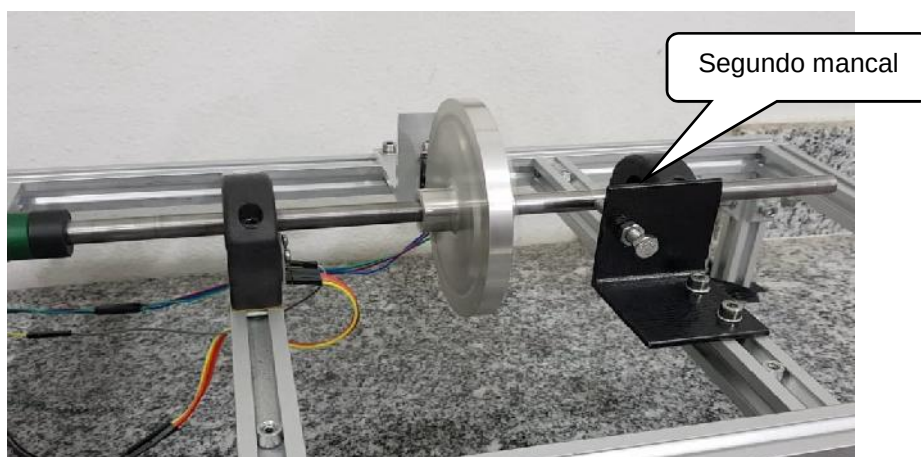


Fonte: os autores.

4.2.4.3 Desalinhamento Angular

Deslocando-se horizontalmente o segundo mancal em 2 mm provocou-se uma diferença angular entre os mancais. Procedimento semelhante adotado por Leite (2012), Ferraz (2013) e Lima (2013). Entretanto os autores provocaram essa diferença angular entre o motor e o primeiro mancal.

Figura 28 - Descolamento lateral do segundo mancal



Fonte: os autores.

4.2.4.4 Roçamento

Através do mecanismo de roçamento construído para a bancada provocou-se o contato do eixo principal com um parafuso (Figura 29) de modo a produzir o atrito mecânico entre os dois componentes e assim, o mesmo efeito de roçamento utilizado por Jesus e Cavalcante (2011) e Leite (2014).

Figura 29 – Dispositivo de roçamento e ponto de contato com o eixo principal.



Fonte: os autores.

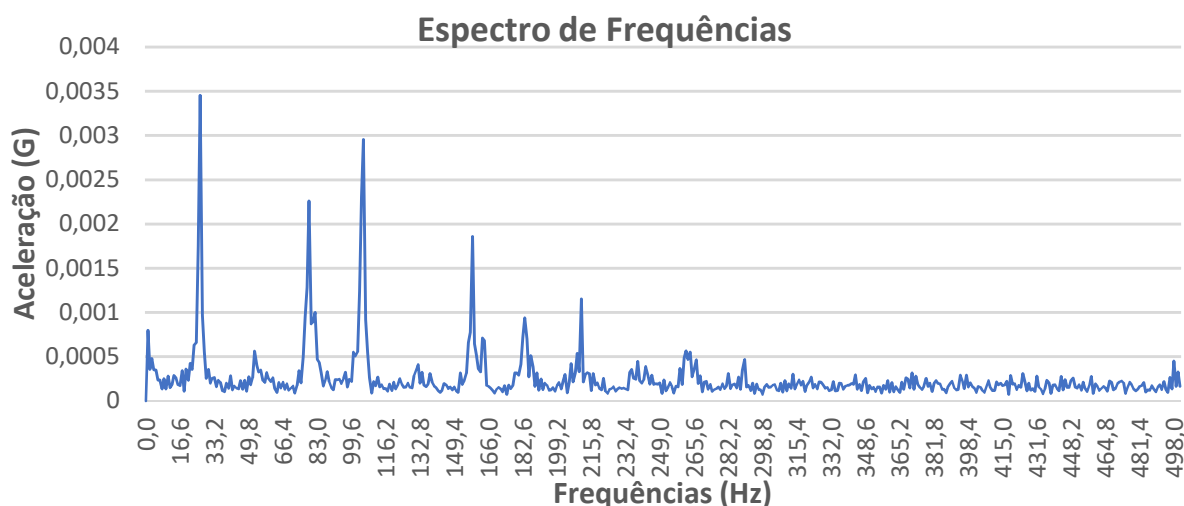
5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Para comprovar a metodologia executada coletou-se os sinais de vibração nas seguintes posições: radial horizontal (x) e vertical (y) e axial (z). Na identificação dos defeitos utilizou-se a técnica de análise espectral (SILVA, 2012). Aplicou-se uma rotação de teste na ordem de 1600 RPM (sendo a frequência de 26,7 Hz conforme cálculos da equação (2)). Utilizou-se também médias aritméticas e um filtro passa baixas. Aplicou-se uma frequência de amostragem de 1000 Hz, número de amostras (linhas do espectro) de 1024 e resolução de 0,97 Hz.

5.1 Condição Inicial

Realizou-se a primeira medição do espectro de frequências da bancada (Gráfico 6) sem aplicação de massas adicionais no disco de desbalanceamento. Admitiu-se essa condição como a de sistema balanceado.

Gráfico 6 – Espectro de Frequências em nível global obtido na medição da condição inicial.



Fonte: os autores.

Segundo Bilosová e Bilos (2012) o processo de avaliação de um espectro começa identificando-se a frequência pertinente à velocidade de rotação, também conhecida como frequência fundamental ou rotacional (1X). No espectro apresentado encontrou-se um pico de amplitude de 0,0035 G ($0,029 \text{ m/s}^2$), na frequência de 26,4 Hz. Comparando-se esta frequência à estimada de 26,7 Hz (apesar do erro de 0,3 Hz) o resultado apresentou-se dentro do esperado. O pico da amplitude deve-se ao fato de

o tipo de dispositivo utilizado na medição da rotação provocar um desbalanceamento residual, permitindo a identificação da frequência 1X. Este efeito foi relatado por Silva (2012), mas não pelos demais autores estudados.

Ampliando-se a análise dos dados obtidos na medição inicial pode-se verificar a relação entre as frequências 2X, 3X, 4X, 5X, 6X e 7X, presentes no gráfico anterior (Gráfico 6) com sua estimativa (Tabela 6).

Tabela 6 – Valores das harmônicas extraídos da medição inicial.

Frequência	Descrição	Frequência (Hz)	
		Medida	Estimada
2X	Segunda harmônica	52,7	53,4
3X	Terceira harmônica	79,1	80,1
4X	Quarta harmônica	105,5	106,8
5X	Quinta harmônica	133,8	133,5
6X	Sexta harmônica	158,2	160,2
7X	Sétima harmônica	183,3	186,9
8X	Oitava harmônica	210,9	213,6
9X	Nona harmônica	242,2	240,3
10X	Décima harmônica	266,6	267

Fonte: os autores.

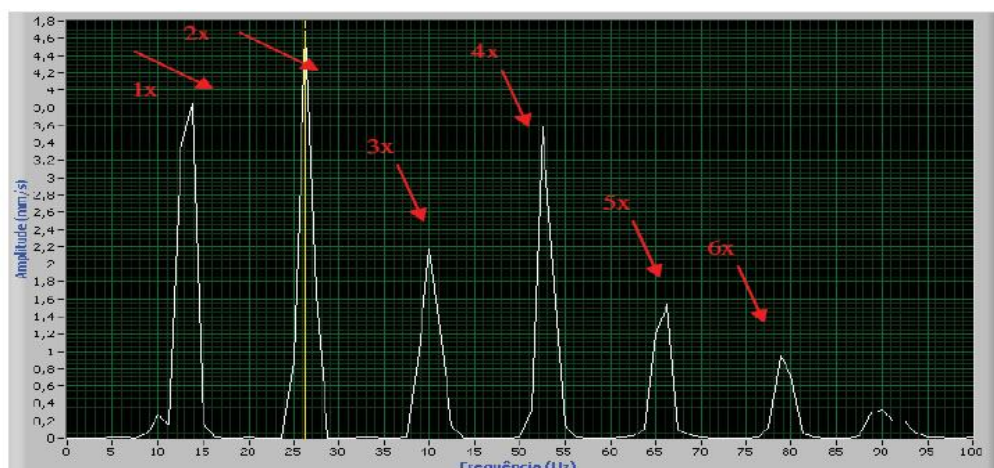
Bilosoá e Bilos (2012) afirmaram ser possível identificar os múltiplos integrais da frequência de rotação (Harmônicos) até 10X, que são sintomas de outras falhas mecânicas básicas como desbalanceamento e folgas. Este efeito apresentou-se como um comportamento não esperado durante a medição inicial.

Pode-se comparar os resultados obtidos com os de Silva et al (2004), Nery (2008), Jesus e Cavalcante (2011), Silva (2012) e Ferraz (2013) que comentaram suas medições iniciais. Entretanto, os trabalhos dos autores não apresentaram as outras harmônicas (defeitos mecânicos) na medição inicial.

Apesar de não ser o objetivo do presente trabalho o estudo de folgas mecânicas, o surgimento das harmônicas presentes na análise espectral é demonstrado por Leite

(2012) através do teste de folgas mecânicas, onde identificou-se as frequências 2X, 3X, 4X, 5X, 6X (Gráfico 7) presentes nesse tipo de defeito mecânico.

Gráfico 7 – Análise espectral no teste de folga mecânica



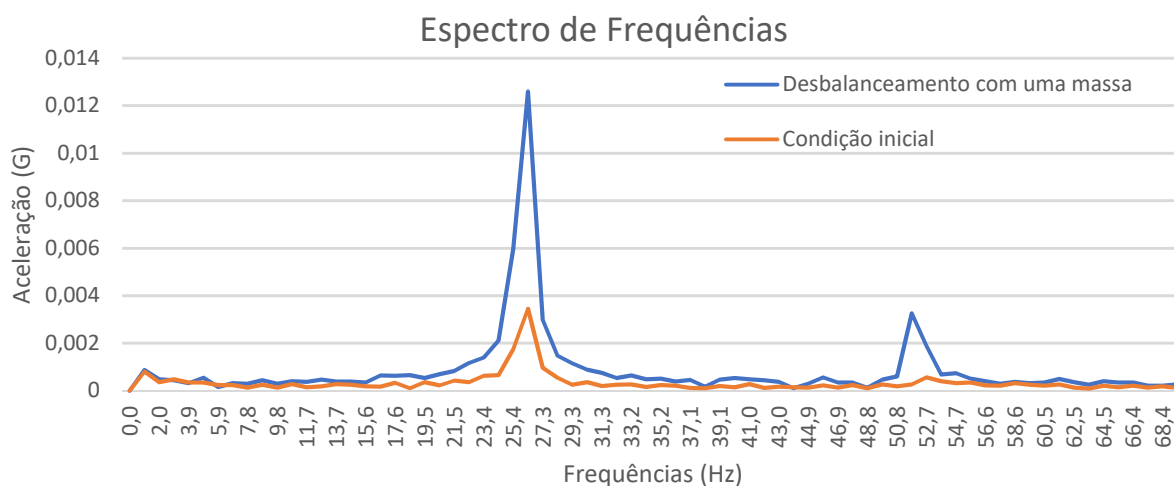
Fonte: adaptado de Leite (2012)

Tomando-se como referência os dados do trabalho de Leite (2012), pode-se inferir que a bancada apresentou folgas mecânicas decorrentes de imperfeições de montagem.

5.2 Teste de desbalanceamento

Realizou-se a primeira etapa do teste com uma massa adicional (Gráfico 8).

Gráfico 8 - Espectro de frequência em nível global de vibração do desbalanceamento sobreposto a condição inicial.



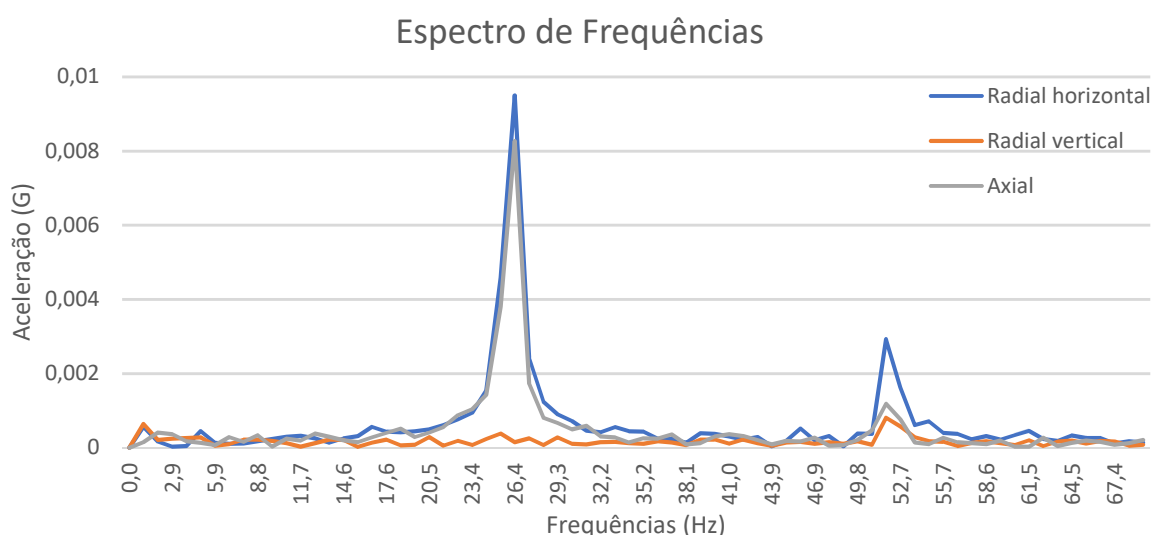
Fonte: os autores.

Ao produzir-se uma descentralização do rotor do conjunto mecânico introduzindo uma massa, a quantidade de massa aplicada e o raio de excentricidade tem influência direta no valor de nível global de vibração (Jesus e Cavalcante 2011).

De acordo com Jesus e Cavalcante (2011), Leite (2012) e Lima (2014) o defeito de desbalanceamento se caracteriza principalmente pelo aumento da amplitude na frequência de rotação. Conforme esta teoria provocou-se o aumento da amplitude na frequência fundamental, com a adição de uma massa, quando comparada ao espectro da condição inicial da bancada. Observou-se na frequência fundamental da condição inicial uma amplitude de aceleração de 0,0034 G ($0,033 \text{ m/s}^2$), após a adição de massa obteve-se um pico de amplitude de 0,012 G ($0,118 \text{ m/s}^2$) na mesma frequência, evidenciando a presença do desbalanceamento.

Bilosová e Bilos (2012) destacaram que um importante sintoma a ser avaliado para identificação de defeito de desbalanceamento, são altas amplitudes da frequência fundamental nas posições radiais, sendo que a ação da força centrípeta sobre o eixo provoca o aumento das frequências nessas posições. Este fato também foi evidenciado por Jesus e Cavalcante (2011). Através destes sintomas verificou-se (Gráfico 9) que o nível de energia na frequência de rotação na posição radial horizontal era maior quando comparado as posições radial vertical e axial, sendo os valores de amplitude de aceleração igual a 0,0095 G ($0,093 \text{ m/s}^2$), 0,00014 G ($0,0014 \text{ m/s}^2$) e 0,0082 G ($0,080 \text{ m/s}^2$) respectivamente.

Gráfico 9 - Espectro de Frequências da posição radial horizontal, radial vertical e axial.



Fonte: os autores.

Identificou-se que a posição radial vertical apresenta menores níveis de energia, sendo a amplitude de aceleração da frequência fundamental igual a 0,00014 G ($0,0014 \text{ m/s}^2$). Bilosová e Bilos (2012) relataram que a falta de similaridade nos níveis de vibrações da posição radial horizontal e vertical indicam folgas mecânicas e ressonâncias. Através de tal indicativo verificou-se que na bancada os mancais de rolamentos utilizados apresentaram folgas na posição vertical, o que ocasionou o efeito indesejado.

Altos níveis de vibração na posição axial, quando identificados em rotor apoiado entre mancais, não é indicativo de desbalanceamento, e sim influência de outros defeitos segundo Bilosová e Bilos (2012). Devido a tal identificou-se o defeito de flexão de eixo durante os procedimentos de teste. Utilizou-se um torno mecânico para fixação dos componentes e através de um relógio comparador mensurou-se o empeno do eixo principal (Figura 30) encontrando um valor de 0,32mm. Portanto, pode-se concluir que os altos níveis de energia identificados na posição axial, durante os testes, devem-se a influência do empeno de eixo.

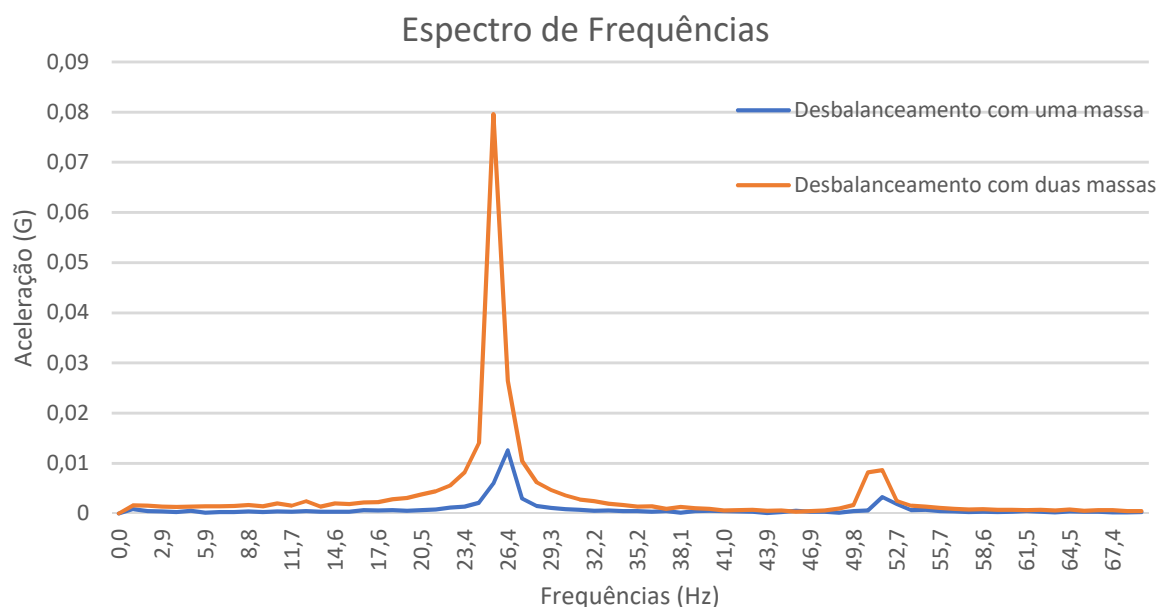
Figura 30 - Verificação do empeno de eixo.



Fonte: os autores.

Na segunda etapa do teste (Gráfico 10), a adição de duas massas iguais e defasadas elevou ainda mais os níveis de energia no espectro de nível global de vibração devido ao aumento da intensidade da força centrípeta. Inicialmente com a adição de uma massa obteve-se a amplitude de aceleração equivalente a 0,012 G ($0,118 \text{ m/s}^2$). Após a adição da segunda massa registrou-se uma amplitude de aceleração equivalente a 0,079 G ($0,775 \text{ m/s}^2$).

Gráfico 10 - Espectro de frequência de nível global de vibração com uma massa sobreposta ao espectro de nível global de vibração com duas massas desbalanceadoras.

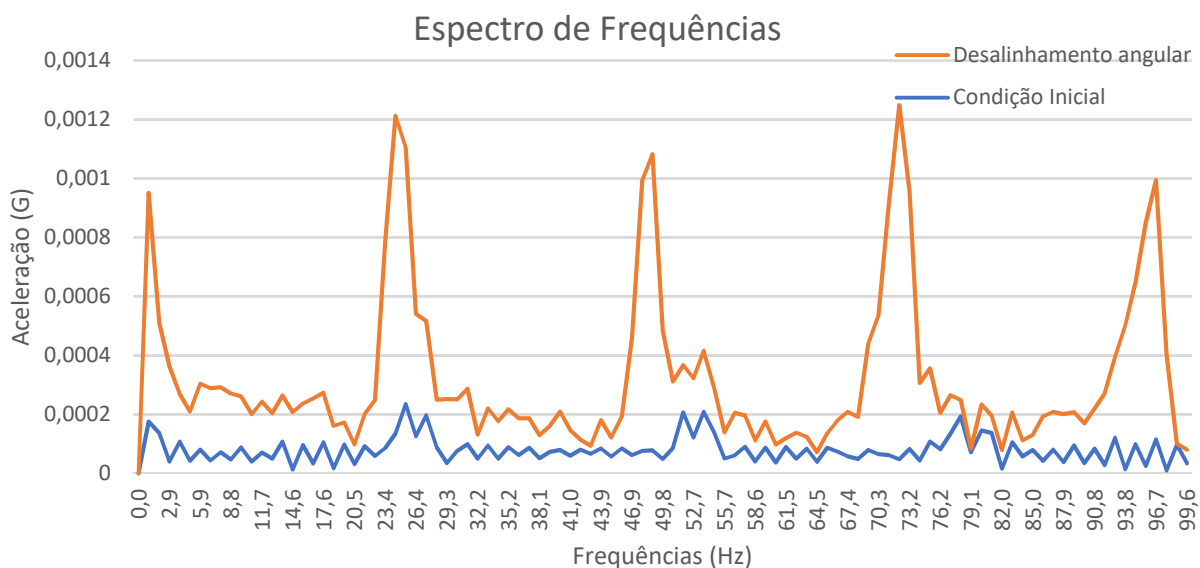


Fonte: os autores.

5.3 Teste de desalinhamento

Efetuuou-se a medição do espectro de frequências para a condição de desalinhamento angular (Gráfico 11) limitando-se a amostragem em uma faixa de frequências de 0 até 100 Hz, visto que este defeito é visualizado nesta região.

Gráfico 11 – Espectro de Frequências obtido na medição de desalinhamento na posição axial.



Fonte: os autores.

Bisolvá e Bilos (2012) afirmaram que os efeitos de desalinhamento angular na análise de vibrações aparecem na posição axial ao eixo, comumente dominantes na frequência fundamental (1X), em duas vezes esta frequência (2X), e em três vezes a esta frequência (3X). No teste identificou-se um aumento da amplitude de vibração nas frequências citadas por Bisolvá e Bilos (2012). Verificou-se também, uma diferença nos valores de frequências em relação à condição inicial na posição axial (Tabela 7), devida ao esforço adicional conferido ao sistema pelo desalinhamento do eixo.

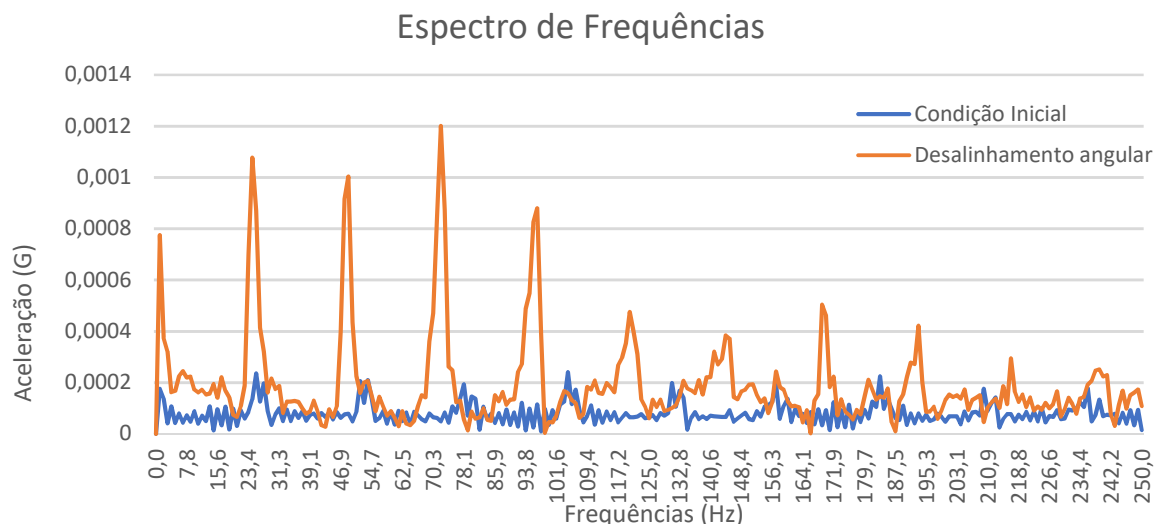
Tabela 7 – Comparativo das frequências de ocorrência do defeito de desalinhamento na posição axial em relação a posição inicial.

Frequência	Descrição	Frequência (Hz)	
		Condição Inicial	Desalinhamento Angular
1X	Primeira harmônica	25,4	24,4
2X	Segunda harmônica	51,8	48,8
3X	Terceira harmônica	78,1	72,3

Fonte: os autores.

Bisolvá e Bilos (2012) complementarmente informaram que um desalinhamento angular considerável pode excitar muitas harmônicas da frequência rotacional (Gráfico 12).

Gráfico 12 – Espectro de Frequências obtido na medição de desalinhamento, ampliado.



Fonte: os autores.

Além disso Bisolová e Bilos (2012), também declararam que quando um desalinhamento (angular ou paralelo) é significativo, este gera picos de quatro a oito vezes (4X, 5X, 6X, 7X, 8X) a frequência fundamental, indicando possíveis folgas mecânicas. Identificou-se esse efeito nos dados registrados ainda no item 5.1 do trabalho.

No Gráfico 12 notou-se, assim como indicado na literatura, picos nas frequências múltiplas da frequência de rotação. Observa-se ainda no Gráfico 12 um alto nível de ruído e excitações em altas frequências (100 Hz a 250 Hz). Embora defeitos de rolamentos surjam em altas frequências, não é possível afirmar que estas duas condições sejam indicativas deste tipo de defeito sem uma técnica específica para esse fim. Contudo o excesso de ruído e a excitação de altos níveis de frequência são evidências de deficiências na lubrificação segundo Bisolová e Bilos (2012). Outros detalhes da identificação do desalinhamento são mostrados estendendo-se a análise para a

Tabela 8.

Tabela 8 – Comparativo de amplitudes nas condições inicial e desalinhamento.

Frequência	Descrição	Condição Inicial		Desalinhamento Angular	
		Frequência (Hz)	Amplitude (m/s ²)	Frequência (Hz)	Amplitude (m/s ²)
1X	Primeira harmônica	25,4	0,0023	24,4	0,0106
2X	Segunda harmônica	51,8	0,0020	48,8	0,0098
3X	Terceira harmônica	78,1	0,0019	72,3	0,0118
4X	Quarta harmônica	104,5	0,0024	96,7	0,0086
5X	Quinta harmônica	130,9	0,0019	120,1	0,0047
6X	Sexta harmônica	157,2	0,0019	145,5	0,0036
7X	Sétima harmônica	183,6	0,0022	169,9	0,0049
8X	Oitava harmônica	209,0	0,0017	193,4	0,0041

Fonte: os autores.

Segundo Bilosová e Bilos (2012), associa-se a alta vibração na posição axial a um empeno de eixo ou a um alinhamento inadequado. Na medição longitudinal do eixo (Item 5.2) encontrou-se a condição de empenamento. Devido à este pode-se dizer

que o aumento de amplitude se deve à mesma condição referenciada por estes autores. Em concordância à literatura mencionada, Junior (2012) verificou que esta falha pode coincidir na ocorrência das frequências de interesse ao desalinhamento.

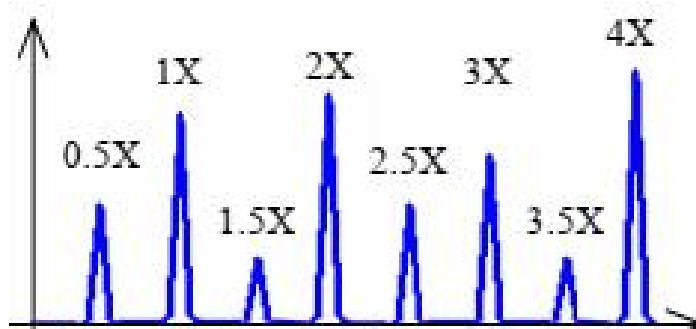
Comparando-se os resultados obtidos com as medições de Leite (2012), Lima (2014) e Junior (2017), observa-se que os resultados coincidem em parte, pois é possível verificar um aumento de amplitude nos múltiplos da frequência fundamental na medição de desalinhamento angular nas medições dos autores mencionados (Gráfico 2). Entretanto não foram apresentados por estes autores outros defeitos decorrentes de problemas de montagem durante a medição do teste de desalinhamento, como verificado no presente trabalho nos itens 5.1(folgas mecânicas) e 5.2 (empenamento de eixo).

5.4 Teste de roçamento

Realizou-se o teste de roçamento de acordo como descrito no item 4.2.4.4. O espectro de frequência com o resultado do teste de roçamento na posição radial vertical e horizontal pode ser visto no Gráfico 13 e no Gráfico 14 respectivamente.

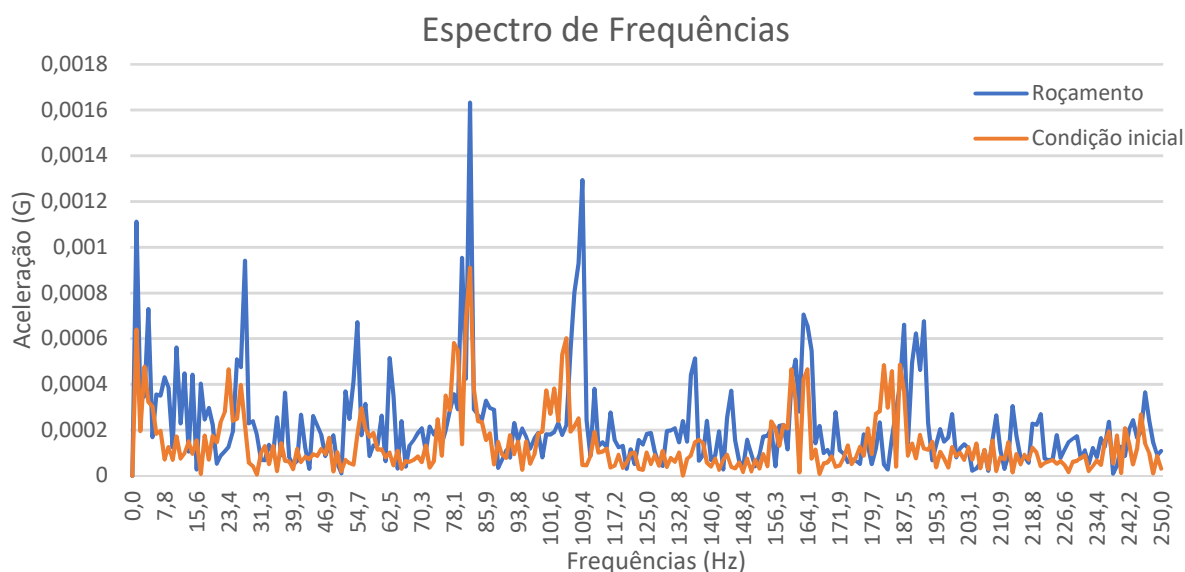
Segundo Jesus e Cavalcante (2012) e Leite (2014), o roçamento provoca um aumento na amplitude na frequência fundamental e em suas harmônicas (2X, 3X, 4X, ...). Adicionalmente Bilosová e Bilos (2012) afirmaram que podem surgir componentes inter-harmônicos (1.5X, 2.5X, 3.5X, ...) e subsíncronos (1/2X, 1/3X, 2/3X, ...) da frequência fundamental neste tipo de defeito (Figura 31).

Figura 31 – Frequências características do roçamento.



Fonte: Bilosová e Bilos (2012)

Gráfico 13 - Espectro de roçamento posição radial vertical.



Fonte: os autores.

No espectro de frequências, na posição radial vertical (Gráfico 13), identificou-se um aumento de amplitude na frequência fundamental (27,3 Hz), na segunda harmônica (54,7 Hz), na terceira harmônica (82,0 Hz) e na quarta harmônica (109,4 Hz). Notou-se, também, um aumento da amplitude nas componentes interharmônicas (41,0 Hz e 68,4 Hz) e na subsíncrona (12,7 Hz). A Tabela 9 mostra o aumento de amplitude nos picos citados.

Tabela 9 - Aumento de amplitude na posição radial vertical na condição inicial e roçamento

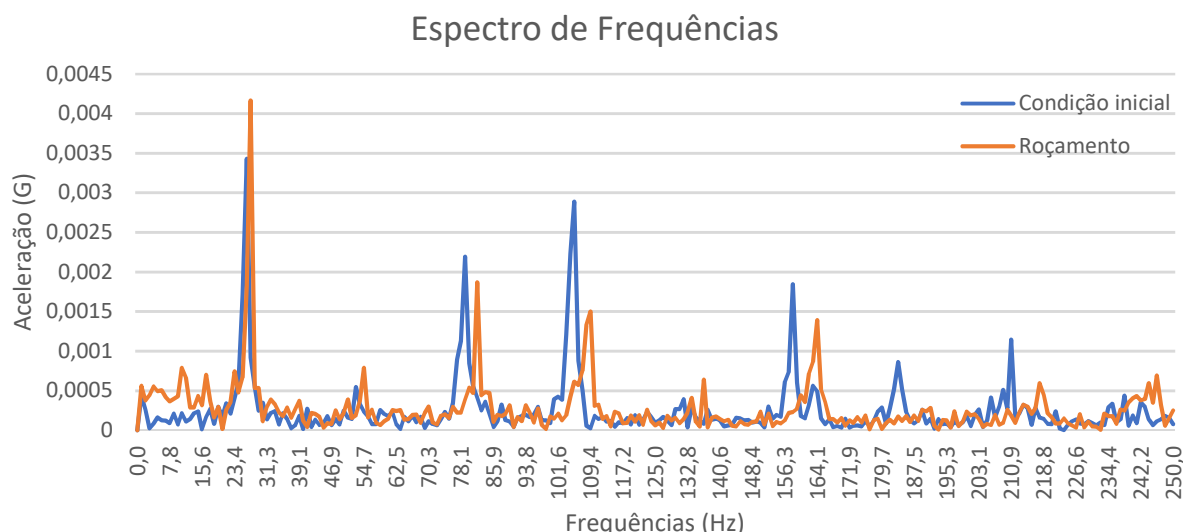
Frequência (Hz)	Condição Inicial (G)	Roçamento (G)
12,7	0,00010	0,00045
27,3	0,00022	0,00094
41,0	0,00006	0,00027
54,7	0,00018	0,00067
68,4	0,00007	0,00016
82,0	0,00091	0,00163
109,4	0,00005	0,00129

Fonte: os autores.

Explorando-se o espectro de frequência na posição radial vertical (Gráfico 13) encontrou-se vibrações em altas frequências, que são decorrentes de atrito contínuo

do eixo com o parafuso, assim como encontrado por Jesus e Cavalcante (2011) (Gráfico 3). Segundo estes autores isto ocorreu devido ao roçamento contínuo provocar a ressonância das partes mecânicas da bancada.

Gráfico 14 – Espectro de roçamento posição radial horizontal



Fonte: os autores

Observou-se no espectro de frequência para posição radial horizontal (Gráfico 14) um aumento de amplitude na frequência fundamental (27,3 Hz), na segunda harmônica (54,3 Hz) e na subsicrona (13,7 Hz). Não se verificou aumento nas componentes interharmônicas (40,95 Hz e 68,4 Hz), na terceira harmônica (82,0 Hz) e na quarta (109,4 Hz) verificou-se uma diminuição de amplitude. A Tabela 10 mostra a condição descrita.

Tabela 10 – Comparativo: aumento de amplitude na posição radial horizontal para condição inicial e roçamento.

Frequência (Hz)	Condição inicial (G)	Roçamento (G)
12,7	0,00014	0,00053
27,3	0,00092	0,0042
41,0	0,00027	0,0000
54,7	0,00023	0,0008
68,4	0,00017	0,0001
82,0	0,00041	0,0019
109,4	0,00002	0,0015

Fonte: os autores.

Comparando-se os resultados encontrados com os trabalhos de Jesus e Cavalcante (2011) e Leite (2012) verificou-se que os mesmos encontraram resultados semelhantes. Entretanto, os mesmos não encontraram uma diminuição da amplitude na posição radial horizontal. Portanto, pode-se inferir que este efeito de diminuição de energia na posição radial horizontal, possa ter sido causado pelos defeitos adicionais encontrados no presente trabalho, na medição da condição inicial da bancada (folgas mecânicas) e no teste de desbalanceamento (empenamento de eixo), pelo fato dos mesmos retirarem energia da posição radial horizontal, diminuindo assim a amplitude das frequências desta posição.

6 CONCLUSÕES

Pode-se considerar os resultados de medição de vibração satisfatórios. A capacidade de medir vibração, a identificação da frequência do motor, o modelo físico construído e montado, comprovam que o objetivo específico de projetar e construir uma bancada de equipamento rotativo foi atingido.

Os dados coletados e enviados pelo ARDUINO corroboram o atendimento do objetivo de desenvolver um algoritmo na plataforma ARDUINO para aquisição dos sinais elétricos provenientes da instrumentação.

Os dados apresentados no domínio da frequência comprovam que o objetivo de desenvolver um aplicativo para leitura, armazenamento e tratamento de dados dos sinais de vibração usando o Microsoft Excel foi atendido.

Durante as simulações, o defeito de flexão de eixo identificado e não esperado, embora tenha dificultado o procedimento de pré-alinhamento da bancada não impediu a identificação da assinatura dos defeitos, sendo possível alcançar o objetivo de simular e analisar os principais defeitos mecânicos geradores de vibração tais como desalinhamento, desbalanceamento e roçamento.

O projeto da bancada e o sistema de automação implementados tiveram a capacidade de medir e identificar as assinaturas dos principais defeitos geradores de vibração, o que comprova que o objetivo geral de desenvolver uma bancada didática para emular as condições de equipamentos rotativos foi atendida.

7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Através da pesquisa realizada e das simulações executadas na elaboração deste trabalho, percebeu-se a importância deste estudo ser aprimorado e intensificado. Para tal, os discentes apresentam as seguintes sugestões para trabalhos futuros:

-) Realizar análise do defeito de eixo fletido, através da análise de vibrações. Para isto propõe-se alterar o material do eixo ou aumentar seu diâmetro, identificando a influência deste efeito no espectro de frequência;
-) Realizar análise de folgas mecânicas, através da análise de vibrações. Para isto propõe-se reforços e travamentos estruturais, identificando a influência deste efeito no espectro de frequência;
-) Diagnosticar defeitos em rolamentos para avaliar as condições de operação destes, e verificar a viabilidade do uso do atual acelerômetro ou se necessária a substituição por um acelerômetro de maior capacidade;
-) Identificar e analisar a frequência natural de vibração da bancada, para visualizar este efeito no espectro e identificar possíveis erros de montagem na estrutura;
-) Desenvolver método de tratamento de dados para geração do espectro de frequências em unidades de velocidade e deslocamento, para maior precisão na identificação de defeitos;
-) Implementar um rotor de hélices apoiado em um único mancal para identificação da frequência de passagem de pás comparando-o com o conjunto apoiado por dois mancais;
-) Implementar uso de microfone para captação dos sinais de vibrações através de ondas sonoras comparando os novos resultados com os resultados provenientes do acelerômetro de modo a determinar qual tem melhor precisão;

REFERÊNCIAS

ABRANTES, M. V. G. D. et al. **Projeto e construção de uma bancada experimental para estudos em dinâmica de rotores horizontais**. Congresso Nacional de Engenharia Mecânica. João Pessoa: [s.n.]. Agosto 2002. p. 9.

AREF, M. **Fast Fourier transformation of vibration signals using Microsof Excel**. Department of Information Technology, Salalah College of Technology (SCOT). Salalah – OMAN, p. 4. 2007.

BIESEK JUNIOR, L. C. **Detecção de desalinhamento por análise de vibração**. Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, p. 84. 2017.

BILOSOVÁ, A.; BILOS,. **Vibration diagnostics**. Investments in Education Development book. Ostrava, Tchéquia. 2012.

CATALOGO ANTARES DE ACOPLAMENTOS. **Antares**, 2018. Disponível em: <<http://www.antaresacoplamentos.com.br/download/paginas/bdf0a29e1a3e547eaf83400e3252c51d.pdf>>. Acesso em: 30 setembro 2018.

DE MATTOS, E.; DE FALCO, R. **Bombas Industriais**. 2. ed. Rio de Janeiro: Interciência, 1998.

DE OLIVEIRA COSTA, C. ; GOMES, M. D. N. Transformada de Fourier: uso do Excel no processamento de sinais. **Revista Científica Interdisciplinar**, Paranaguá, v. 2, n. 1, agosto 2017.

DWORAKOWSKI, L. A. et al. Uso da plataforma Arduino e do Software PLX-DAQ para construção de gráficos de movimento em tempo real. **Revista Brasileira de Ensino de Física**, v. 38, n. 3, p. 9, 23 Abril 2016. Disponível em: <www.scielo.br/rbepf>.

FERRAZ, Ú. B. **Simulador de falhas mecânicas para bancada de análise de vibrações**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) - Universidade Federal de Minas Gerais (UFMG). Belo Horizonte, p. 96. 2013.

FERREIRA JÚNIOR, P. D. N. Ressonância: O curioso caso da ponte Tacoma Narrows! **Portal da Educação**, 2013. Disponível em:

<<https://www.portaleducacao.com.br/conteudo/artigos/direito/ressonancia-o-curioso-caso-da-ponte-tacoma-narrows/41429>>. Acesso em: 15 jun. 2018.

FUPAI - FUNDAÇÃO DE PESQUISA E ASSESSORAMENTO A INDÚSTRIA. **Curso de Análise de Vibração Módulo I**. FUPAI - Fundação de Pesquisa e Assessoramento a Indústria. Itajubá. 2012.

JESUS, S. S. D.; CALVACANTE, P. F. Utilização de bancadas de ensaio para estudos do comportamento dinâmico de máquinas rotativas. **HOLOS**, Natal, v. 3, p. 18-40, junho 2013.

KLINGERBERG, L. **Frequency domain using Excel**. San Francisco State University - School of Engineering. San Francisco - US, p. 3. 2005.

KURKA, R. **Vibrações de sistemas dinâmicos: análise e síntese**. 1. ed. Rio de Janeiro: Elsevier Brasil, 2015.

LEITE, J. A. **Bancada multifuncional para simulação de mecanismos de falhas em máquinas**. Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia Guaratinguetá, Campus de Guaratinguetá. Guaratinguetá, p. 108. 2012.

LIMA, I. A. M. D. **Proposição de uma bancada didática para análise de vibração gerada por desalinhamento e desbalanceamento**. Universidade de Brasília. Brasília, p. 103. 2013. (585).

MMTEC MANUTENÇÃO. Qual a importância da análise de vibrações? **MMtec - Inspeções Industriais**, 2017. Disponível em: <<http://www.mmtec.com.br/importancia-da-analise-de-vibracao/>>. Acesso em: 30 abr. 2018.

NERY, R. T. D. C. **Desenvolvimento de uma ferramenta virtual para análise de vibração em máquinas rotativa: aplicação em uma bancada didática**. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia Mecânica do Instituto de Tecnologia da Universidade Federal do Pará. Belém, p. 109. 2008.

SERVIÇO NACIONAL DE APRENDIZAGEM INDUSTRIAL. **Alinhamento de máquinas rotativas - Mecânica**. SENAI. Vitória -ES. 1997.

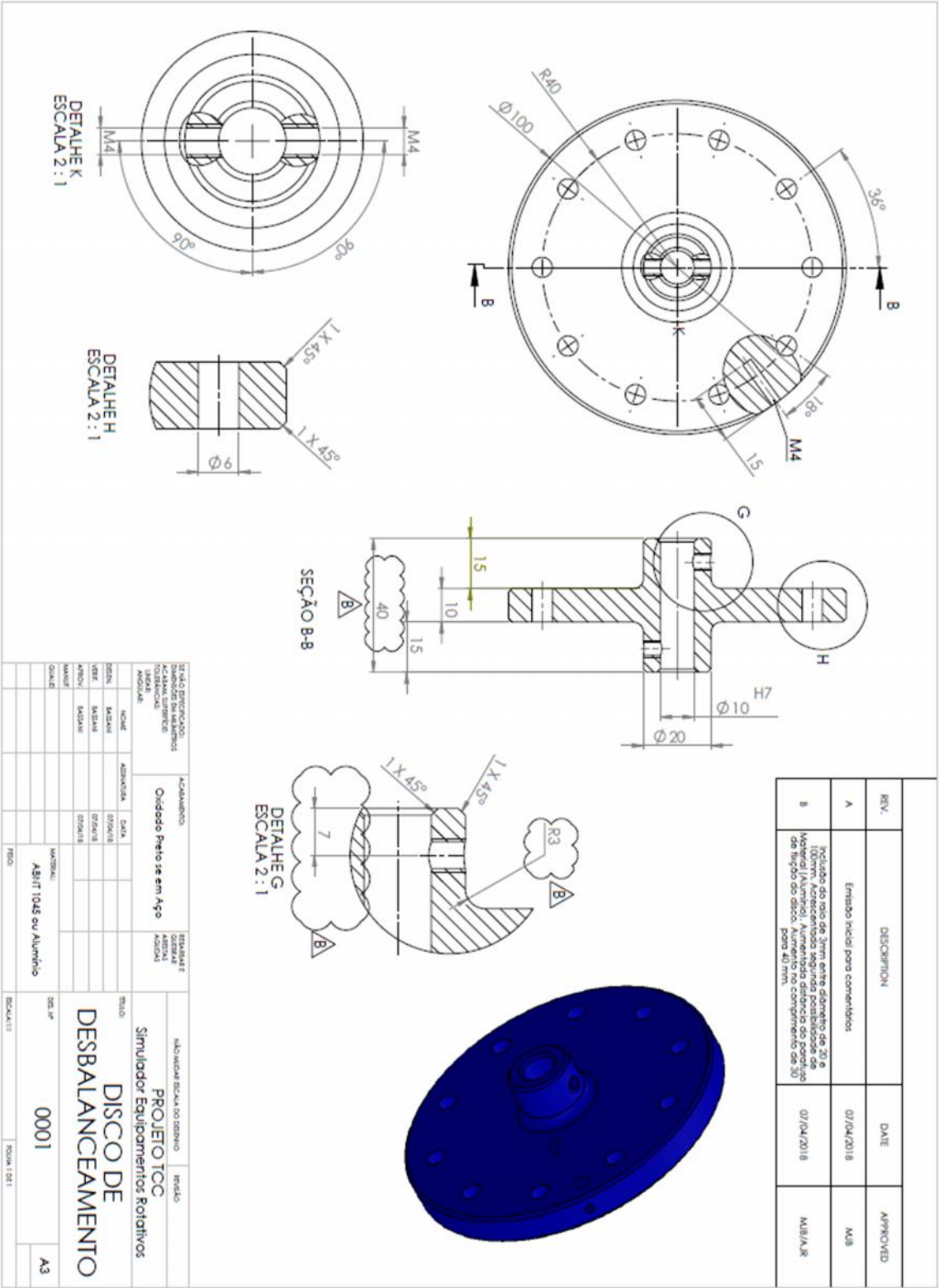
SILVA, B. V. T. D. **Bancada para análise de vibração: análise de falhas em máquinas rotativas**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica na área de Automação) - Universidade de Taubaté - Departamento de Engenharia Mecânica. Taubaté, p. 69. 2012.

SILVA, J. L. D. S. et al. **Plataforma Arduino integrado ao PLX-DAQ: análise e aprimoramento de sensores com ênfase no LM35**. Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia da Bahia (IFBA). Paulo Afonso, p. 10. 2016.

SILVA, S. E. L. D.; SILVA, A. A.; IRMÃO, M. A. D. S. **Análise Teórico-Experimental de Bancada Didática Para Balanceamento Estático E Dinâmico De Rotores**. CONGRESSO BRASILEIRO DE ENSINO DE ENGENHARIA. Brasília: [s.n.]. Setembro 2004.

VARANIS, M. et al. Instrumentação para análise de vibrações mecânicas nos domínios do tempo e da frequência utilizando a plataforma Arduino. **Revista Brasileira de Ensino de Física**, v. 38, 2016. Disponível em: <www.scielo.br/rbef>.

APÊNDICE A - Disco de desbalanceamento



APÊNDICE B - Alinhamento do Conjunto Mecânico

a) Alinhamento Vertical paralelo:

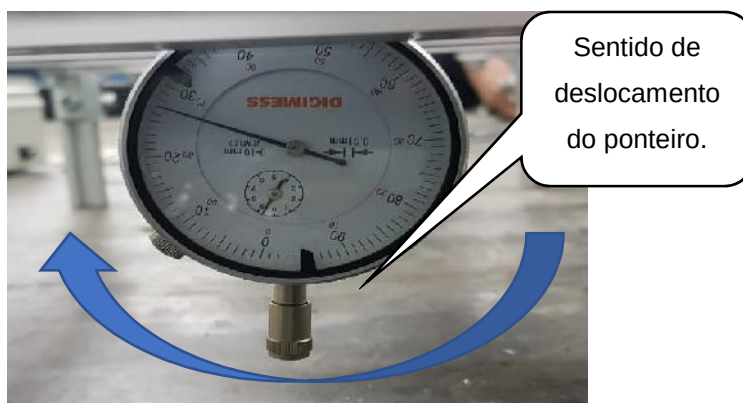
Verificou-se (Figura 32 e Figura 33), através da leitura do relógio (Lr) a existência de um deslocamento horário de +0,27mm.

Figura 32 - Leitura do relógio na posição 12h ou 0°.



Fonte: os autores.

Figura 33 - Leitura do relógio na posição 6h ou 180°



Fonte: os autores.

De acordo com o Serviço Nacional De Aprendizagem Industrial (1997), o motor pode estar acima do eixo estacionário sendo necessária a introdução de calços para seu alinhamento. A espessura (E_c) do calço pode ser determinada por:

$$E = L \div 2$$

(9)

$$E = 0,27 \div 2 = 0,135m$$

Após a introdução do calço, devido ao desalinhamento vertical paralelo estar dentro da faixa de tolerância radial de $\pm 0,25mm$, especificada pelo Catálogo Antares Acoplamentos (2018), não se realizou nova correção na bancada.

b) Alinhamento Horizontal paralelo:

Ainda utilizando-se os procedimentos do Serviço Nacional de Aprendizagem Industrial (1997), determinou-se a variação do deslocamento horizontal (ΔDh) e o deslocamento horizontal necessário para a correção (Dh) obteve-se as seguintes leituras do relógio nas posições 0° , 90° (Ld) e 270° (Le) (Figura 34, Figura 35 e Figura 36):

a. Variação do Deslocamento Horizontal

$$\Delta Dh = L - L \quad (10)$$

$$\Delta h = 0,30 + 0,05 = 0,35m$$

b. Deslocamento Horizontal Necessários

$$Dh = \Delta Dh \div 2$$

$$Dh = 0,35 \div 2 = 0,175m$$

Como resultado final encontrou-se um desalinhamento horizontal paralelo de $0,175mm$. Este valor apresentou-se dentro da tolerância do catálogo de referência. Devido a tal não se realizou correção na bancada.

Figura 34 - Leitura do relógio na posição 12h ou 0°



Fonte: os autores.

Figura 35 - Leitura do relógio na posição 3h ou 90°



Fonte: os autores.

Figura 36 - Leitura do relógio na posição 9h ou 270°



Fonte: os autores.

APÊNDICE C - Dimensionamento do motor

Coletou-se os dados necessários para o dimensionamento (Tabela 11) a das especificações de projeto da bancada

Tabela 11 – Dados para dimensionamento do motor elétrico.

Descrição	Símbolo	Unidade	Valor
Peso específico do Alumínio	γ_A	kg/m ³	2,70
Peso específico do Aço	$\gamma_{Aço}$	kg/m ³	7,85
Aceleração da Gravidade	g	m/s ²	9,81
Raio maior do Disco de Desbalanceamento	r_o	m	0,05
Raio menor do Disco de Desbalanceamento	r_i	m	0,005
Raio do Eixo	r_e	m	0,005
Raio do Eixo do motor	r_{em}	m	0,0025
Comprimento do Eixo	L	m	0,350
Espessura do Disco de Desbalanceamento	t	m	0,01
Torque Nominal do Motor	T_m	kg.cm	0,599
Rotação máxima do motor	n	RPM	3600

Fonte: Os autores

Através dos dados expostos determinou-se:

a) Momento de Inércia de um sistema com volante

$$I_m = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot (r_o^4 - r_i^4) \cdot t \quad (11)$$

$$I_m = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{2,7}{9,81} \cdot [(0,05)^4 - (0,005^4)] \cdot 0,01 = 0,00000002701787696 \text{ m}^4$$

b) Momento de Inércia do eixo principal

$$I_m = \frac{1}{2} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot r_e^4 \cdot L \quad (12)$$

$$I_m = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{7,85}{9,81} \cdot (0,005^4) \cdot 0,35 = 0,0000000002749594105 \text{ m}^4$$

c) Somatório dos momentos de inércia

$$I_m = I_m + I_m \quad (13)$$

$$I_m = 0,00000002701787696 + 0,0000000002749594105$$

$$I_{mt} = 0,00000002729283637 \, m^4$$

d) Torque necessário para colocar o conjunto em movimento:

$$T = I_m \cdot \pi \cdot \frac{n}{30} \cdot r_e^2 \cdot 1000 \quad (14)$$

$$T = 0,00000002729283637 \cdot \pi \cdot \frac{3}{3} \cdot (0,0025)^2 \cdot 1000 = 0,009697301926 \, k \cdot c$$

e) Comparação entre o torque necessário e o torque nominal do motor:

$$T_m > T \therefore 0,599 \, k \cdot c > 0,009697301926 \, k \cdot c$$

Logo, o motor atende a aplicação.

APÊNDICE D - Dimensionamento do Eixo Principal

Coletou-se os dados necessários para o dimensionamento (Tabela 12) a partir do manual do fabricante do motor e das especificações de projeto.

Tabela 12 – Dados para dimensionamento do eixo.

Descrição	Símbolo	Unidade	Valor
Tensão do Motor	U	V	12
Corrente do Motor	I	A	2,35
Distância entre os mancais e o rotor	x	mm	90
Diâmetro do rotor	D_{rotor}	m	0,1
Tensão admissível na torção – Aço ABNT 1045	τ_t	N/mm ²	50
Tensão admissível na flexão – Aço ABNT 1045	σ	N/mm ²	60

Fonte: Os autores

Através dos dados expostos determinou-se:

a) Potência (P) máxima do motor:

$$P = U * I \quad (15)$$

$$P = 12 * 2,35 = 56,4 \text{ W}$$

b) Torque do Motor (M_τ) onde n é a rotação (RPM):

$$M = \frac{30000 * P}{\pi * n} \quad (16)$$

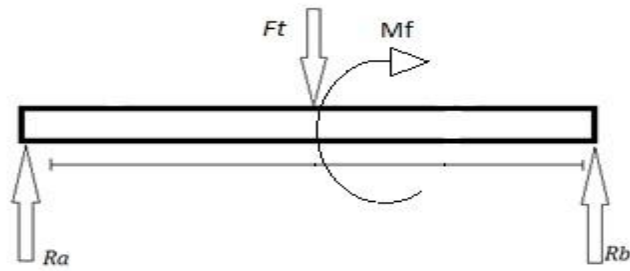
$$M = \frac{30000 * 56,4}{\pi * 3600} = 149,6 \text{ N.m}$$

c) Força tangencial (F_t) no rotor:

$$F = \frac{2 * M}{D} \quad (17)$$

$$F = \frac{2 * 149,60}{0,1} = 2992 \text{ N}$$

d) Através do diagrama de forças calculou-se o momento fletor (M_f) para o eixo:



$$M = F \cdot x \quad (18)$$

$$M = 2992 \cdot 90 = 269,28 \text{ k} \cdot \text{m}$$

e) Coeficiente de Bach (a):

$$a = \frac{\sigma}{\tau} = \frac{60}{50} = 1,2 \quad (19)$$

f) Momento ideal (M_i):

$$M = \sqrt{\left[M + \left(\frac{a}{2} \cdot M \right)^2 \right]} \quad (20)$$

$$M = \sqrt{\left[269280 + \left(\frac{1,2}{2} \cdot 149,6 \right)^2 \right]} = 526,63 \text{ N} \cdot \text{m}$$

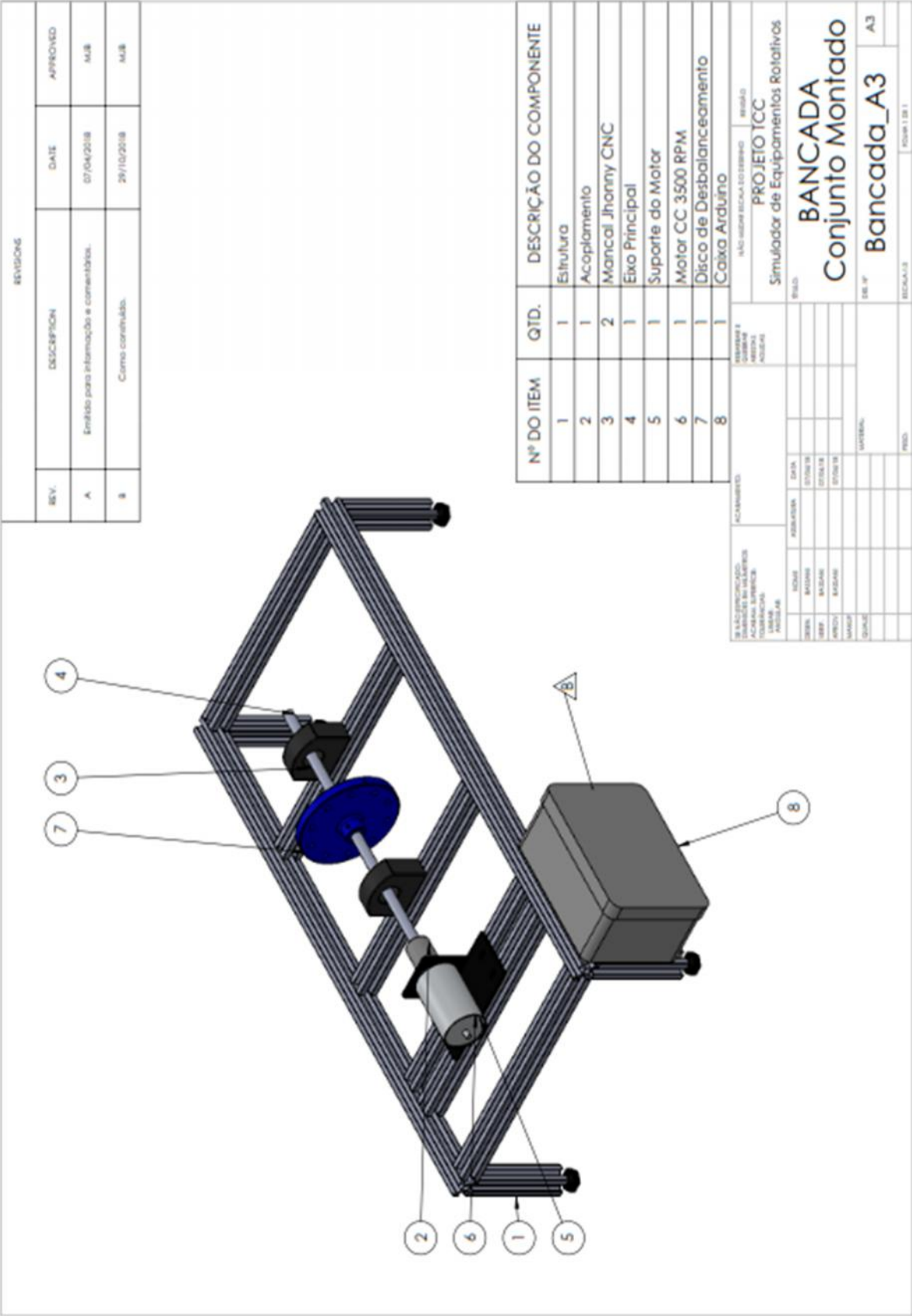
g) Diâmetro do eixo (d):

$$d \geq 2,17 \cdot \sqrt[3]{\frac{M}{\sigma}} \quad (21)$$

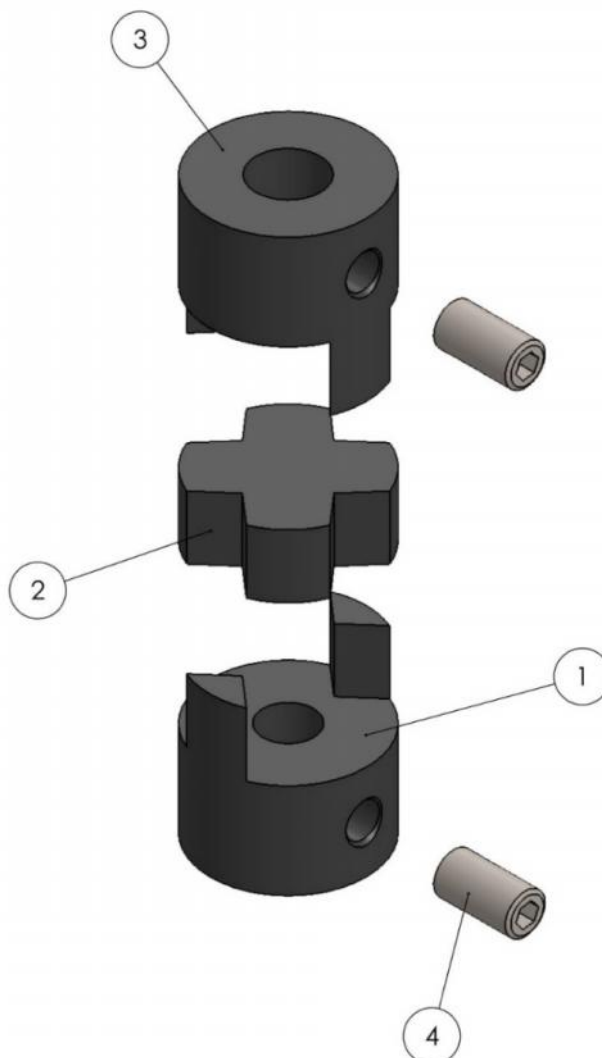
$$d = 2,17 \cdot \sqrt[3]{\frac{526,63}{60}} = 4,47 \text{ m}$$

Logo, aplicou-se um eixo de diâmetro 10 mm.

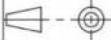
APÊNDICE E - Desenho Geral do Conjunto Mecânico



ANEXO A - ACOPLAMENTO FLEXÍVEL



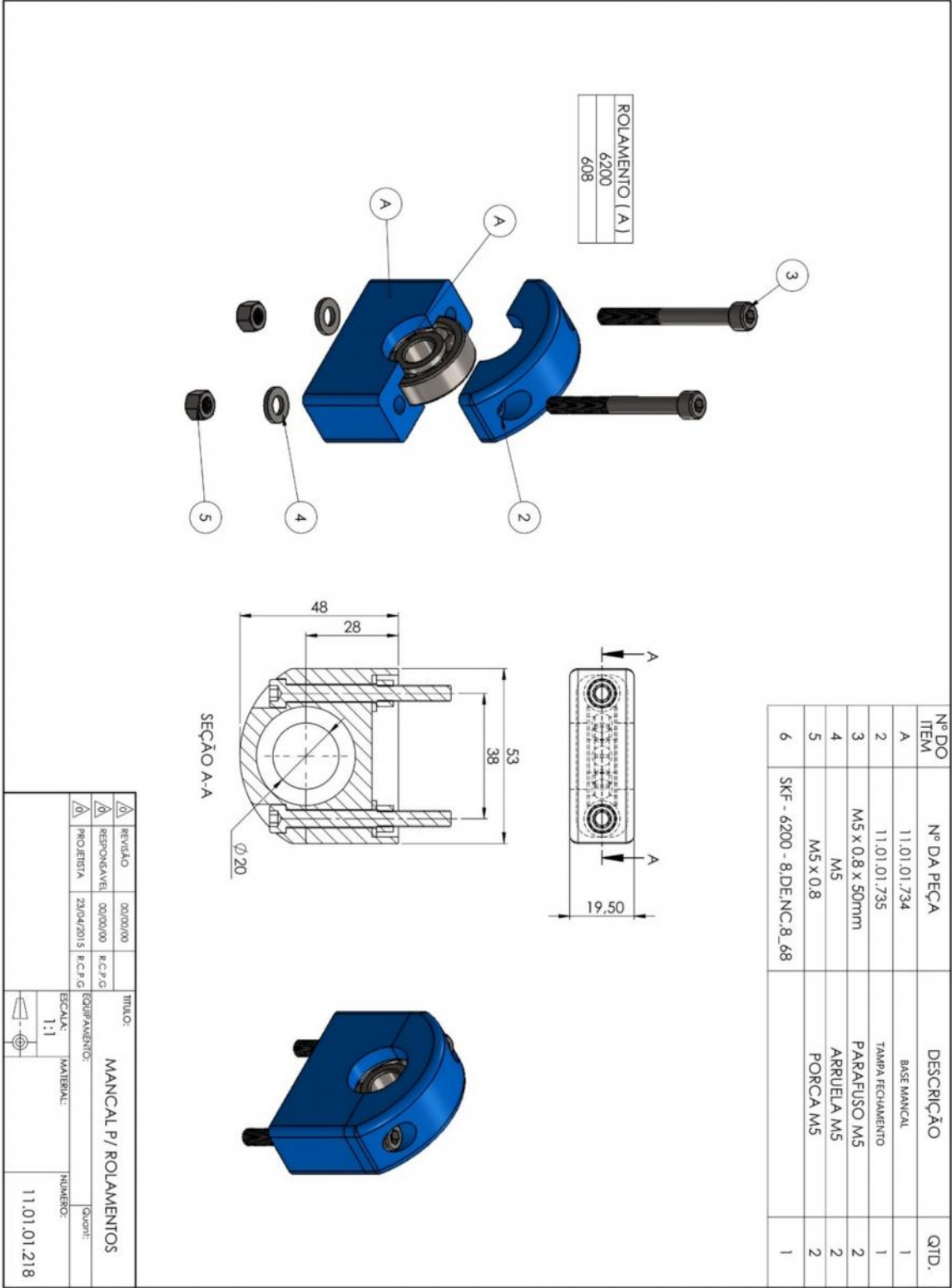
4	PAR. ALLEN	ALLEN (SC) M5 x 08 x 10mm	2
3	11.01.01.720	UNIDADE ACOPLAMENTO 8,00MM	1
2	11.01.01.721	CRUZETA ACOPLAMENTO	1
1	11.01.01.719	UNIDADE ACOPLAMENTO 6,35MM	1
Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA	DESCRIÇÃO	QTD.

REVISÃO	00/00/00	TÍTULO:	ACOPLAMENTO 8,00MM	
RESPONSÁVEL	00/00/00	R.C.P.G		
DESENHADO	28/07/2014	R.C.P.G	EQUIPAMENTO:	Quant:
		ESCALA:	MATERIAL:	NUMERO:
		2:1		11.01.01.214
				

ESTE DOCUMENTO NÃO PODE SER COPIADO
SEM PERMISSÃO POR ESCRITO MUITO MENOS
CEDIDO PARA TERCEIROS PARA PROPOSITOS
NÃO AUTORIZADOS.
PUNIÇÕES PREVISTAS EM LEI.

ANEXO B - MANCAL TIPO PEDESTAL

ESTE DOCUMENTO NÃO PODE SER COPIADO SEM PERMISSÃO POR ESCRITO MUITO MENOS CEDIDO PARA TERCEIROS PARA PROPOSITOS NÃO AUTORIZADOS. PUNIÇÕES PREVISTAS EM LEI.



REVISÃO	00/00/00	TÍTULO	MANCAL P/ ROLAMENTOS
RESPONSÁVEL	00/00/00	R.C.P.G	
PROJETA	23/04/2015	R.C.P.G	
ESCALA	1:1	EQUIPAMENTO	
MATERIAL		QUANT.	
		NÚMERO	11.01.01.218