

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
COORDENAÇÃO DE TECNOLOGIA EM MANUTENÇÃO INDUSTRIAL
TECNOLOGIA EM MANUTENÇÃO INDUSTRIAL**

RONILSON SCHRAN

**BANCADA DIDÁTICA DE VIBRAÇÕES: FABRICAÇÃO DE SISTEMA
DE TRANSMISSÃO E ANÁLISE VIBRACIONAL**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

GUARAPUAVA

2019

RONILSON SCHRAN

**BANCADA DIDÁTICA DE VIBRAÇÕES: FABRICAÇÃO DE SISTEMA
DE TRANSMISSÃO E ANÁLISE VIBRACIONAL**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial à obtenção do título de Tecnólogo em Manutenção Industrial, da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Orientadora: Prof. Dra. Viviane Teleginski Mazur

GUARAPUAVA

2019



TERMO DE APROVAÇÃO

BANCADA DIDÁTICA DE VIBRAÇÕES: FABRICAÇÃO DE SISTEMA DE TRANSMISSÃO E ANÁLISE VIBRACIONAL

por

RONILSON SCHRAN

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi apresentado em 15 de julho de 2019 como requisito parcial para a obtenção do título de Tecnólogo em Manutenção Industrial. O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.

Dra Viviane Teleginski Mazur
Prof.(a) Orientador(a)

Dra Denise Alves Ramalho
Membro titular

Dr Maurício Marlon Mazur
Membro titular

MsC Ricardo Vinícius Bubna Biscaia
Coordenador de Curso

- O Termo de Aprovação assinado encontra-se na Coordenação do Curso.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente a Deus por ter me dado saúde, força e determinação para superar as dificuldades enfrentadas.

À minha família pelo amor, carinho, apoio e incentivo durante toda minha vida e principalmente nestes anos de universidade. À minha filha Ana Clara que é a maior razão pela qual eu lutei para chegar até aqui.

À esta universidade pela estrutura, e pela oportunidade de expandir meus conhecimentos.

À minha professora orientadora Viviane Teleginski Mazur, pela paciência, apoio e dedicação, porque sem sua insistência não teria realizado este trabalho.

À bolsa auxílio TCC obtido pelo Edital DIRGRAD 08/2018 de Apoio à Execução de Trabalhos de Conclusão de Cursos (TCC-2), pois sem este auxílio este trabalho não teria sido concluído.

A todos que me ajudaram direta ou indiretamente na realização deste trabalho.

RESUMO

Este trabalho apresenta o processo de dimensionamento e fabricação de polias e correias para serem usadas em uma bancada de vibrações, com a finalidade de possibilitar aos acadêmicos do curso de Tecnologia em Manutenção Industrial aulas práticas diferenciadas. Foi realizada a usinagem de uma polia motora de 50 mm e um conjunto de três polias movidas de 80 mm, 110 mm e 140 mm, em alumínio fundido, com canais em V de perfil A. Foram utilizadas três correias, um para cada par de polias, definidas como A-29, A-31 e A-33. As análises de vibrações foram realizadas com o auxílio de um testador de vibrações modelo Fluke 810, utilizando a polia motora de diâmetro 50 mm e a polia movida de 110 mm. Foram realizadas cinco análises, em situações diferenciadas após a montagem; após ajustes mecânicos; após balanceamento; com desbalanceamento deliberado com quatro conjuntos porca parafuso; com desbalanceamento deliberado com dois conjuntos porca parafuso. A partir das análises, os resultados demonstram que ao montar as polias na bancada de vibrações, não foi possível obter um diagnóstico devido aos elevados níveis de vibrações que a bancada apresentou, evidenciando a necessidade de se realizar ajustes em sistemas mecânicos rotativos. Com os ajustes, o diagnóstico de vibrações apresentou quatro diferentes falhas e um valor de vibração geral de 1,78 g (RMS). Os diagnósticos realizados deixaram claro que o balanceamento dinâmico de partes mecânicas rotativas é de suma importância para sua operação segura e eficiente. Após o balanceamento o valor de vibração geral foi reduzido para 1,35 g (RMS). A adição de massa no disco de desbalanceamento da bancada, mostrou que excesso de massa compromete o diagnóstico de vibrações. Entretanto, evidenciou-se a possibilidade de estudar os efeitos que o desbalanceamento pode promover na bancada didática. As falhas apresentadas mostram que danos podem ocorrer no equipamento rotativo quando não há uma manutenção correta dos elementos mecânicos utilizados.

Palavras-chave: Bancada Didática. Análise de vibrações. Balanceamento dinâmico.

ABSTRACT

This paper presents the process of sizing and manufacturing pulleys and belts to be used in a vibration bench, in order to enable students of the Industrial Maintenance Technology course to have different practical classes. A 50 mm drive pulley and a set of three 80 mm, 110 mm and 140 mm driven pulleys were machined from cast aluminum with profile A V-channels. Three belts were used, one for each pair of wheels. pulleys, defined as A-29, A-31 and A-33. Vibration analyzes were performed with the aid of a Fluke 810 vibration tester using the 50 mm diameter drive pulley and the 110 mm driven pulley. Five analyzes were performed in different situations after assembly; after mechanical adjustments; after balancing; with deliberate unbalance with four sets screw nut; with deliberate unbalance with two sets screw nut. From the analysis, the results show that when mounting the pulleys on the vibration bench, it was not possible to obtain a diagnosis due to the high levels of vibrations that the bench showed, evidencing the need to make adjustments in rotating mechanical systems. With the adjustments, the vibration diagnosis showed four different faults and an overall vibration value of 1.78 g (RMS). The diagnoses made it clear that the dynamic balancing of rotating mechanical parts is of paramount importance for their safe and efficient operation. After balancing the overall vibration value was reduced to 1.35 g (RMS). The addition of mass in the counterbalance disc showed that excess mass compromises the vibration diagnosis. However, it was evidenced the possibility of studying the effects that unbalance can promote in the didactic bench. The failures shown show that damage can occur to rotating equipment when the mechanical elements used are not properly maintained.

Keywords: Didactic Workbench. Vibrations analysis. Dynamic balancer.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – (a) Correia plana, (b) correia trapezoidal ou em V,(c) correia sincronizada ou dentada, (d) correia dupla, (e) correia hexagonal ,(f) correia ranhurada.	12
Figura 2 – Sistema polia/correia acopladas em um motor	13
Figura 3 – Corte de seção de polia do tipo (a)plana,(b)abaulada e (c)canal em “v”..	14
Figura 4 - Relação redutora (A) e ampliadora (B) de velocidade	16
Figura 5 – Gráfico de seleção de perfil de correias Hi-Power II	17
Figura 6 - Dimensões de polias em V	18
Figura 7 - Catálogo do fabricante especificando comprimento comercial de correias	19
Figura 8 - Onda senoidal no espaço tempo	20
Figura 9 - Aparelho FLUKE 810 (A) e sua aplicação em máquinas (B)	22
Figura 10 - Uma massa atuando no plano do centro de gravidade de um rotor.....	23
Figura 11 - Tela inicial do software VIEWER v.3.6.0.....	28
Figura 12 - Mancal de rolamento UC 205 indicando o sistema de lubrificação	29
Figura 13 – Teknikao NK 600, equipamento de balanceamento dinâmico	30
Figura 14 - Aferição da massa de porcas (A) e parafusos (B).....	31
Figura 15 – Bancada didática para análise de vibrações	32
Figura 16 - Correia trapezoidal A-29	33
Figura 17 - Processo de usinagem das polias: (a) usinagem interna; (b) Canal de chaveta; (c) Furação; (d) Polia finalizada e (e) o conjunto de correias e polias	35
Figura 18 - Etapas de configuração do FLUKE 810	37
Figura 19 - Pontos de posicionamento do sensor para análise.....	38
Figura 20 – Análise de vibrações (A2) e indicação de falhas	39
Figura 21 – Valores encontrados na análise A2 de vibração com o FLUKE 810	40
Figura 22 – Exemplo de ponto de análise para balanceamento dinâmico (A) e pontos analisados na bancada (B).....	41
Figura 23 - Desenho esquemático de leitura do balanceador dinâmico.....	42
Figura 24 – Resultados da análise A3 pelo FLUKE 810	43
Figura 25 – Gráfico de vibrações para a análise A3.....	44
Figura 26- Parafusos e porcas de roscas M10 adicionados a bancada	44
Figura 27 - Mensagem de erro de diagnóstico para a análise A4	45
Figura 28 – Análise A5 obtida com a simulação de desbalanceamento	46
Figura 29 - Gráfico de vibrações para a análise A5	47

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Análises realizadas com FLUKE 810	27
Tabela 2 - Valor investido em materiais	36
Tabela 3 – Valores obtidos para ensaio de balanceamento dinâmico	42
Tabela 4 - Análise geral dos resultados para as diferentes situações.....	48

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	9
2 OBJETIVOS	10
2.1 OBJETIVO GERAL	10
2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	10
3 REFERENCIAL TEÓRICO	11
3.1 SISTEMA DE TRANSMISSÃO POR CORREIAS E POLIAS.....	11
3.2 CORREIAS	12
3.3 POLIAS	13
3.4 DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE TRANSMISSÃO	15
3.5 VIBRAÇÕES	19
3.5.1 Análise de Frequência de Vibrações	19
3.5.2 FLUKE 810	21
3.5.3 NK 600	22
4 MATERIAIS E MÉTODOS.....	24
4.1 MATERIAIS.....	24
4.2 DIMENSIONAMENTO DAS POLIAS E CORREIAS	25
4.3 USINAGEM DAS POLIAS.....	26
4.4 ANÁLISE DE VIBRAÇÕES DA BANCADA DIDÁTICA	27
4.5 SOFTWARE VIEWER V.3.6.0	28
4.6 CONFIGURAÇÃO DO FLUKE 810.....	28
4.7 AJUSTES MECÂNICOS DA BANCADA DIDÁTICA	29
4.8 BALANCEAMENTO DA BANCADA DIDÁTICA	30
4.9 SIMULAÇÃO DE DESBALANCEAMENTO DA BANCADA DIDÁTICA.....	31
5 RESULTADOS E DISCUSSÕES	32
5.1 DIMENSIONAMENTO DA CORREIA	32
5.2 DIMENSIONAMENTO DAS POLIAS	34
5.3 FABRICAÇÃO DAS POLIAS	34
5.4 ESTIMATIVA DE CUSTOS.....	36
5.5 CONFIGURAÇÃO DO FLUKE 810.....	36
5.6 ANÁLISE DE VIBRAÇÕES	38
5.6.1 Análise A1	39
5.6.2 Análise A2	39
5.6.3 Balanceamento Dinâmico.....	41
5.6.4 Análise A3	43
5.6.5 Análise A4	44
5.6.6 Análise A5	45
5.6.7 Considerações Finais	47
6 CONCLUSÕES	49
7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	50
REFERÊNCIAS.....	51

1 INTRODUÇÃO

Nos últimos anos indústrias do mundo todo têm adotado técnicas de manutenção preditivas. Por definição, manutenção preditiva é aquela que é realizada para corrigir uma fragilidade percebida antes que ocorra uma falha. Além disso, o termo “preditiva” difere de “preventiva” por se realizar em virtude da constatação de uma tendência, registrando-se e analisando-se em tempo real vários fenômenos, como vibrações, acústica, pressão, desempenho, aceleração (BANDEIRA et al., 2010). Neste contexto, a manutenção preditiva tem por objetivo determinar antecipadamente a necessidade de manutenção; eliminar a desmontagem desnecessária de manutenção; aumentar a disponibilidade temporal dos equipamentos; reduzir o trabalho não planejado; aumentar a confiança do desempenho do equipamento (NEPOMUCENO, 1989).

De acordo com Scholles (2018), a análise de vibração possibilita que falhas em potencial, como desalinhamento, desbalanceamento e desgastes em engrenagens, sejam detectadas a fim de prevenir problemas futuros no maquinário. Inicialmente, a análise de vibração consistia em observação de maneira cuidadosa do comportamento da máquina, exigindo pessoal altamente treinado. Com a evolução tecnológica, aparelhos, e mais recentemente, softwares foram desenvolvidos a fim de facilitar os processos de análise e manutenção por vibração (ROCHA, 2014).

Diante do exposto e frente à necessidade de profissionais que saibam realizar os diversos procedimentos que uma empresa/indústria demanda, a Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR) está ampliando o seu acervo de equipamento didático/experimental para o uso nos cursos de Tecnologia em Manutenção Industrial e Engenharia Mecânica. Um dos desenvolvimentos recentes foi a fabricação de uma bancada de análise de vibrações. Segundo Amorim (2006) bancadas didático/experimentais têm papel indispensável no processo de ensino aprendizagem em cursos de engenharia, pois proporcionam aos acadêmicos a chance de simular efeitos vistos na teoria. Além disso, o laboratório de análise de vibrações permitirá a realização de estudos de casos e análise de resultados com diversos parâmetros. O projeto existe para que se possa avaliar quais os níveis de vibrações que se pode submeter um equipamento, rolamento ou mancal, simulando um ambiente industrial com o auxílio desta bancada didático/experimental.

Sendo assim, o objetivo desta pesquisa foi realizar o dimensionamento, seleção de materiais e fabricação de três pares de polias com canal para correias trapezoidais a fim de contribuir para o projeto supracitado. Tem-se ainda enquanto objetivo realizar a montagem das transmissões na bancada de vibrações e executar análise de vibrações na bancada após a montagem.

2 OBJETIVOS

2.1 OBJETIVO GERAL

Dimensionar e fabricar pares de polias com diferentes relações de transmissão para uma bancada didática de vibrações.

2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Dimensionar três pares de polias com canal, de acordo com relações de transmissão 1:2, 1:3 e 1:4;
- Selecionar correias adequadas para as polias dimensionadas;
- Definir estratégias de fabricação, considerando equipamentos, ferramentas e acessórios necessários;
- Realizar a fabricação das polias e adquirir as correias;
- Realizar a montagem das transmissões na bancada de vibrações;
- Executar análise de vibrações na bancada após montagem;
- Testar o conjunto como bancada didática.

3 REFERENCIAL TEÓRICO

Nesta seção serão apresentados conceitos de dimensionamento de correias e polias para transmissão, bem como a técnica preditiva relacionada a análise de vibrações.

3.1 SISTEMA DE TRANSMISSÃO POR CORREIAS E POLIAS

As correias, juntamente com as polias, são um dos meios mais antigos de transmissão de movimento. São elementos flexíveis utilizados normalmente para transmissão de potência entre dois eixos (ANDRADE, 2010). Neste sentido, a correia é o elemento da máquina que transmite força e velocidade da polia motora à polia movida, sendo um sistema altamente eficiente e amplamente utilizado (BARBOSA, 2018).

As correias e polias são amplamente utilizadas nas indústrias em geral, podendo ser encontradas em diversos equipamentos, desde pequenos aparelhos eletrônicos até equipamentos industriais de grande porte (DE MARCO, 2013). As correias, juntamente com a rotação do eixo do motor, movimentam as polias, que são peças cilíndricas.

Alguns dos benefícios da utilização de correias e polias de transmissão incluem a economia proporcionada por esta transmissão em comparação com sistemas de engrenagens. Além disso, há a facilidade de montagem e manutenção, ausência de necessidade de lubrificantes, elevada durabilidade, redução significativa de choques e vibrações, funcionamento silencioso, permite variações de velocidade, possibilita rotações no mesmo sentido (correia aberta) ou em sentidos opostos (correia fechada) e proporciona facilidade de variação de velocidade (contínuo ou descontínuo) (DE MARCO, 2013).

Para Antunes e Freire (2000), as correias de transmissão são utilizadas em eixos paralelos e em eixos reversos. O rendimento é considerado elevado, variando de 95% a 98%.

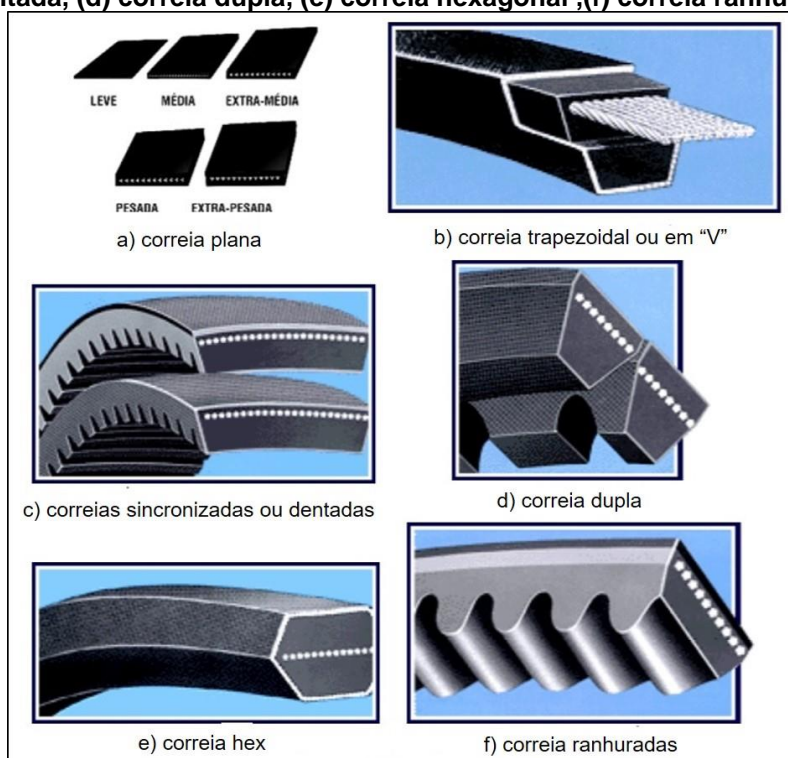
3.2 CORREIAS

Os materiais utilizados para a fabricação das correias incluem couro, borracha, materiais fibrosos e sintéticos à base de algodão, perlon, viscose e náilon. Em máquinas industriais, a maioria das correias utilizadas são constituídas por borracha revestida de lona com cordonéis vulcanizados em seu interior para suportarem as forças de tração (ESSEL, 2017a).

A principal característica das correias de transmissão é que elas funcionam essencialmente por atrito e se adequam para grandes distâncias entre eixos (DE MARCO, 2013). Independentemente do tipo de correia, ela pode ser fabricada em várias formas e com diversos materiais.

Quanto a classificação das correias, Barbosa (2018) afirma que inicialmente se dividem em dois grandes grupos: correias para transporte (com esteiras largas para transportar objetos) e correias para transmissão (movimentam acionamentos e exigem força e velocidade). O foco deste trabalho são as correias de transmissão, que se subdividem em diferentes categorias. Na Figura 1(a-b-c-d-e-f) é possível visualizar alguns exemplos de tipos de correias.

Figura 1 – (a) Correia plana, (b) correia trapezoidal ou em V,(c) correia sincronizada ou dentada, (d) correia dupla, (e) correia hexagonal ,(f) correia ranhurada.



Fonte: De Marco (2013).

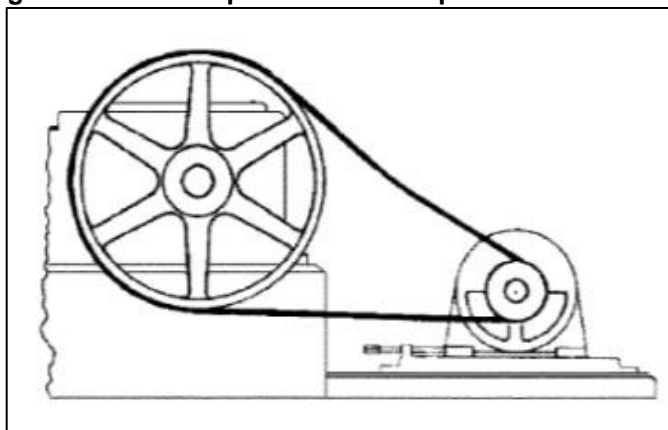
Dos exemplos mostrados na Figura 1, seguem suas características dependendo de suas categorias:

- Correia plana: transmissão de potência se dá por meio de atrito simples ou múltiplo. Também é possível a transmissão entre árvores não paralelas;
- Correia trapezoidal ou em “V”: sua forma na secção transversal lembra a letra V;
- Correia sincronizada ou dentada: os dentes da correia engrenam nos dentes da polia, sendo usadas em acionamento onde necessita-se de maior força e velocidade, sem permitir deslizamento da correia;
- Correia micro V ou Poly V: possuem pequenos frisos em V e são mais compactas que as correias em V convencionais;
- Correia variadora de velocidade: lembra as correias em V, mas tem perfil muito mais reforçado, usada em acionamentos que exigem mudanças periódicas de rotações.

3.3 POLIAS

As polias podem ser definidas como elementos mecânicos cilíndricos, com presença ou ausência de canais periféricos, acopladas a eixos motores e para moverem máquinas e equipamentos. Para que funcionem, as polias precisam da presença de vínculos chamados de correias, conforme Figura 2. Em conjunto, as polias e correias transferem e transformam movimentos de um ponto a outro da máquina (ESSEL, 2017a).

Figura 2 – Sistema polia/correia acopladas em um motor



Fonte: Lino (2013).

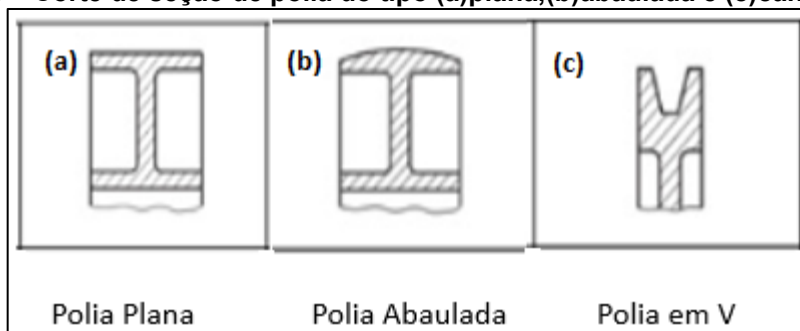
As polias são responsáveis por transmitir a potência quando há distância entre motor e conjunto movido. Neste sistema de transmissão observam-se vantagens como economia de montagem e manutenção, não necessidade de lubrificação, maior durabilidade devido sua flexibilidade, menor vibração ou choques no sistema (SHIGLEY, 1984).

A importância das polias também está em realizar a transmissão do movimento da correia ao eixo movido, ficando fixadas aos eixos da máquina (motor e movido). É importante que haja o alinhamento correto para o movimento ordenado entre o conjunto, pois isso faz com que não ocorra o desgaste antecipado dos mancais e eixos (SENAI, 1997).

Sobre as polias, estas também são classificadas em alguns tipos, dependendo de cada aplicação: trapezoidais ou planas; com ou sem canal. De acordo com Silva e Menezes (2012), as polias mais utilizadas são as do tipo trapezoidais ou em V, podendo ser fabricadas em aço, ferro fundido, ligas leves e materiais sintéticos. A polia é formada de uma coroa ou face, na qual se enrola a correia; a face é ligada a um cubo de roda mediante disco ou braços (BARBOSA, 2018).

As polias planas podem apresentar dois formatos na superfície de contato na qual a correia se assenta: plana ou abaulada, se diferenciando pelo fato de que a polia plana conserva melhor as correias e a polia com superfície abaulada guia melhor as correias. No caso da polia do tipo trapezoidal, a superfície onde a correia fica tem forma de trapézio, assim, este tipo de polia possui canais e são dimensionadas pelo perfil específico da correia que será usada (ESSEL, 2017b). Estes formatos de polias estão representados conforme Figura 3, abaixo:

Figura 3 – Corte de seção de polia do tipo (a)plana,(b)abaulada e (c)canal em “v”



Fonte: Adaptado de Lino (2013).

Além das polias mencionadas acima que são utilizadas para correias planas e trapezoidais, também existem as polias para correntes, polias para cabos de aço, polias de atrito, polias para correias redondas e para correias dentadas. Este trabalho visou apenas as polias trapezoidais, que fazem parte do sistema de transmissão já citado.

3.4 DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE TRANSMISSÃO

O dimensionamento do sistema de transmissão adotado neste trabalho seguiu o modelo proposto por Melconian (2012). De acordo com o autor, conjuntos formados por correias e polias atuam na transmissão da velocidade do motor para a máquina. Apesar dos motores possuírem velocidades fixas, estes sistemas de transmissão conseguem alterar esta velocidade original a fim de atender as necessidades operacionais da máquina (MELCONIAN, 2012).

Para que o movimento da máquina seja potencializado, deve-se considerar para o sistema de transmissão o movimento circular existente. Para encontrar a velocidade angular do movimento (ω), em radianos/segundo foi utilizado a equação 1.

$$\omega = \frac{\Delta\theta}{\Delta t} \quad (1)$$

onde $\Delta\theta$ é ângulo em radianos descrito em determinado intervalo de tempo Δt , em segundos.

Também, deve ser considerada a rotação da polia acoplada ao motor (n_{motora}), indicada em rotações por minuto ou simplesmente rpm, que é definida como o número de ciclos que um ponto se movimentando em trajetória circular de raio r , descreve em um minuto, que em função de ω é representada na equação 2.

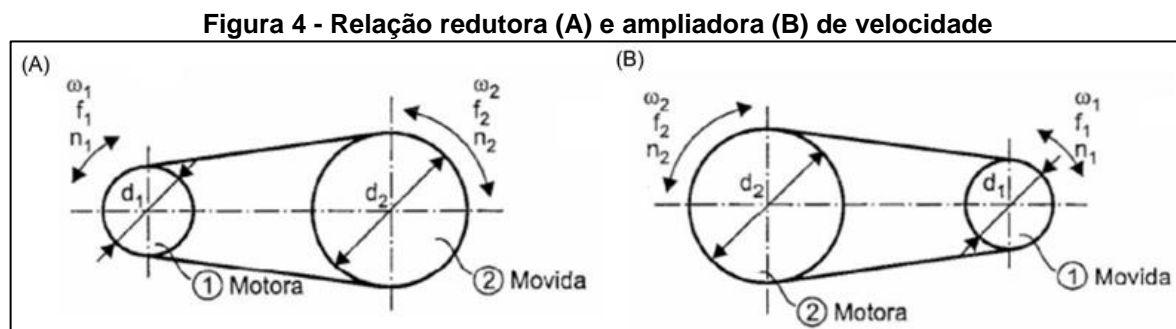
$$n = 30 \frac{\omega}{\pi} \quad (2)$$

A fim de calcular o torque ou momento torçor (MT) nas transmissões de movimento, a qual pode ser definido como o produto entre a força tangencial (F_T) e o raio da polia (r), utiliza-se a equação 3.

$$MT = F_T \cdot r \quad (3)$$

Ainda de acordo com Melconian (2012), quando se considera o sistema de transmissão por correias tem-se o redutor e o ampliador de velocidade, onde a

transmissão irá reduzir a velocidade quando a polia menor acionar a polia maior ou irá ampliar a velocidade quando a polia maior acionar a polia menor, conforme pode ser visualizado na Figura 4.



Dessa forma, um sistema de transmissão composto por duas polias, utiliza-se as relações propostas pela equação 4 para encontrar a relação de transmissão (i), velocidade angular, frequência (f), rotação, diâmetros das polias e torque.

$$i = \frac{D}{d} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{f_1}{f_2} = \frac{n_{motora}}{n_{movida}} = \frac{MT_2}{MT_1} \quad (4)$$

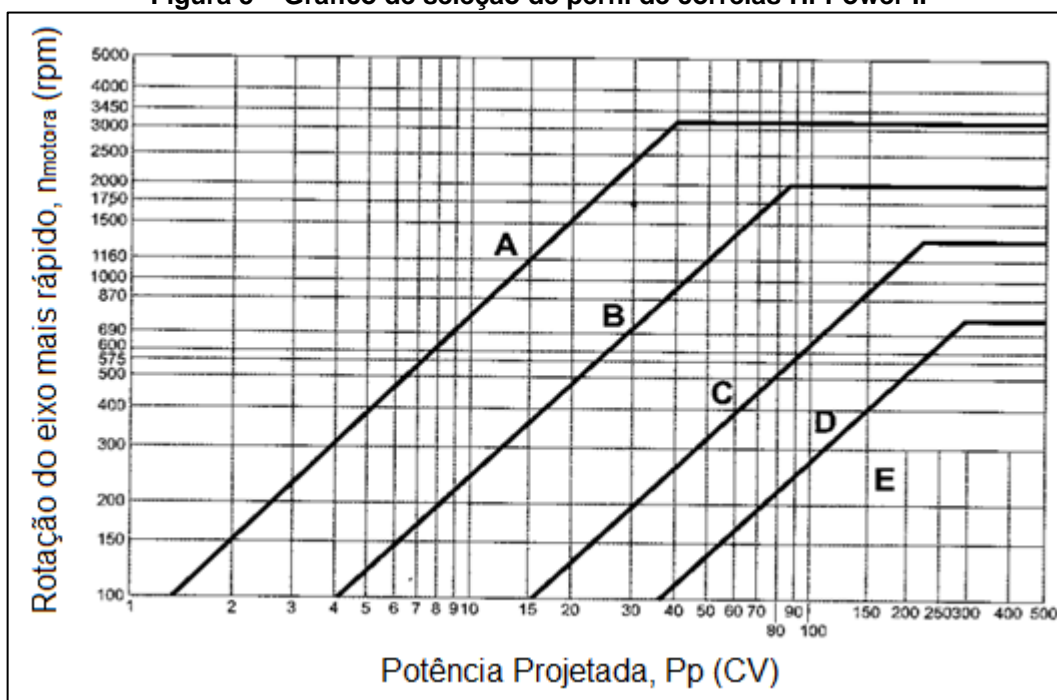
Quando se considera o dimensionamento de correias em V, Melconian (2012) sugere utilizar os seguintes valores máximos: potência 1100 kW (1500 CV); velocidade tangencial de 26 m/s; relação de transmissão ideal 1:8 e relação de transmissão máxima 1:15.

Para o correto dimensionamento é preciso estar atento ao tipo, potência e rotação do motor, tipo de máquina ou equipamento, tempo de trabalho diário da máquina e condições de trabalho (MELCONIAN, 2012). Para isso, a equação 5 diz respeito a potência projetada (Pp) onde se multiplica a potência real do motor (P_{motor}) pelo fator de serviço (fs) que expressa as condições de trabalho e segurança.

$$Pp = P_{motor} \cdot fs \quad (5)$$

A fim de encontrar o perfil adequado da correia, é preciso decidir primeiro qual o tipo de correia que será utilizado. Melconian (2012) sugere correias do fabricante Gates, que se dividem em Hi-Power II e Super HC. Neste trabalho, considerou-se correia do tipo Hi-Power II. Para tanto, a seleção do perfil de correias é realizada cruzando-se os valores de Pp e n_{motora} , nos eixos das abcissas e ordenadas, respectivamente, no gráfico apresentado na Figura 5.

Figura 5 – Gráfico de seleção de perfil de correias Hi-Power II



Fonte: Melconian (2012).

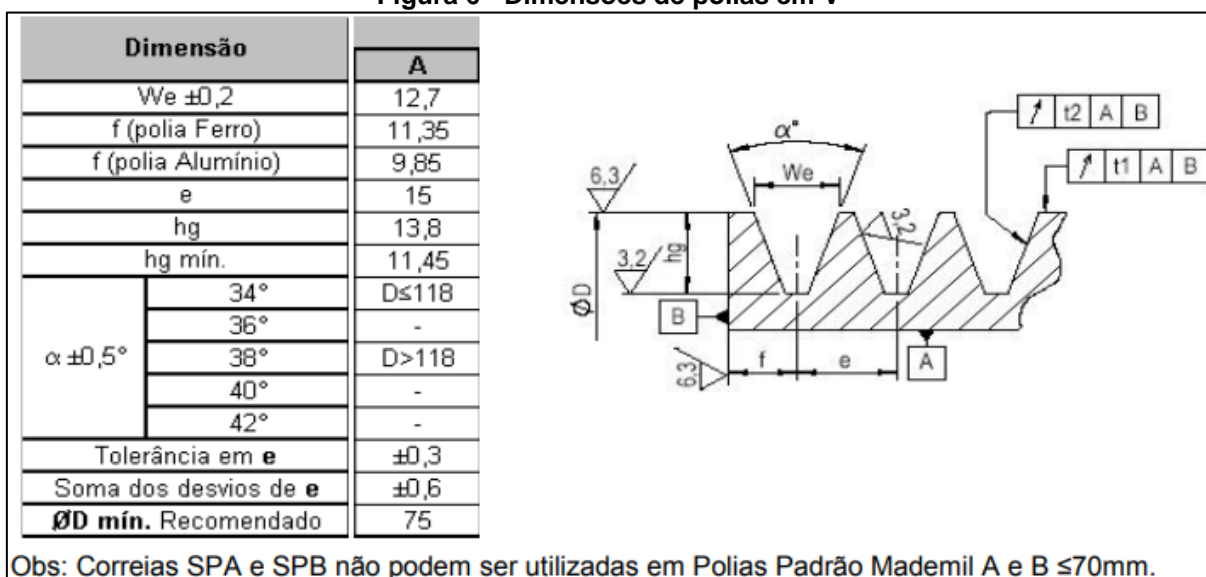
O ponto encontrado no gráfico estará dentro de um dos perfis para correias, podendo ser perfil A, B, C, D ou E. Correias de perfil A são menos robustas, pois são usadas em situações de baixa potência de motor combinadas com diferentes rotações. Quando a potência do motor aumenta, a robustez da correia aumenta, seguindo as indicações apresentadas na Figura 5, pois é a combinação rotação e potência que definem o perfil e não uma variável independente.

De acordo com Melconian (2012), o diâmetro das polias pode ser determinado pela equação 6. Neste caso, deve-se determinar duas variáveis: a relação de transmissão (i) e o diâmetro de uma das polias (D ou d) para se calcular o diâmetro da segunda polia.

$$D = d \cdot i \quad (6)$$

Entretanto, as polias para correias em V devem obedecer a um padrão para poder acomodar corretamente a correia em seu canal, conforme mostra a Figura 6 que indica cada uma das medidas especificadas na correspondente tabela.

Figura 6 - Dimensões de polias em V



Obs: Correias SPA e SPB não podem ser utilizadas em Polias Padrão Mademil A e B ≤ 70mm.

Fonte: Adaptado de Mademil (2016).

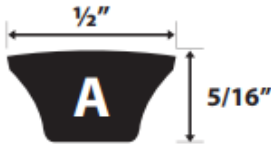
Para se calcular o comprimento de uma correia (L), utiliza-se a equação 7, que considera o diâmetro das polias e a distância entre centros definida no projeto (C), que depende da posição de fixação do motor e do eixo movido.

$$L = 2C + 1,57(D + d) + \frac{(D-d)^2}{4C} \quad (7)$$

Entretanto, os fabricantes possuem comprimentos padronizados. Por isso, o cálculo definido pela equação 7 deve ser utilizado como aproximação para escolha de um comprimento comercialmente disponível. A Figura 7 mostra a tabela de comprimentos padrões para correias Hi-Power II (GATES, 2015)

Figura 7 - Catálogo do fabricante especificando comprimento comercial de correias

Hi-Power® II



13 x 8 mm

C.D. = Comprimento Datum / Longitud Datum
C.E. = Comprimento Efetivo / Longitud efectiva

Satisfaz as exigências das normas ABNT NBR / RMA / ISO
Satisface las exigências de las normas ABNT NBR / RMA / ISO

Seção / Sección - A														
REF. DA CORREIA	C.D.		C.E.		REF. DA CORREIA	C.D.		C.E.		REF. DA CORREIA	C.D.		C.E.	
	pol.	mm	pol.	mm		pol.	mm	pol.	mm		pol.	mm	pol.	mm
A20	21	541	22	561	A61	62	1582	63	1603	A102	103	2624	104	2644
A21	22	566	23	587	A62	63	1608	64	1628	A103	104	2649	105	2670
A22	23	592	24	612	A63	64	1633	65	1654	A104	105	2675	106	2695
A23	24	617	25	638	A64	65	1659	66	1679	A105	106	2700	107	2720
A24	25	643	26	663	A65	66	1684	67	1704	A106	107	2725	108	2746
A25	26	668	27	688	A66	67	1709	68	1730	A107	108	2751	109	2771
A26	27	693	28	714	A67	68	1735	69	1755	A108	109	2776	110	2797
A27	28	719	29	739	A68	69	1760	70	1781	A110	111	2827	112	2847
A28	29	744	30	765	A69	70	1786	71	1806	A112	113	2878	114	2898
A29	30	770	31	790	A70	71	1811	72	1831	A113	114	2903	115	2924
A30	31	795	32	815	A71	72	1836	73	1857	A114	115	2929	116	2949
A31	32	820	33	841	A72	73	1862	74	1882	A115	116	2954	117	2974
A32	33	846	34	866	A73	74	1887	75	1908	A116	117	2979	118	3000
A33	34	871	35	892	A74	75	1913	76	1933	A117	118	3005	119	3025
A34	35	897	36	917	A75	76	1938	77	1958	A118	119	3030	120	3051
A35	36	922	37	942	A76	77	1963	78	1984	A120	121	3081	122	3101
A36	37	947	38	968	A77	78	1989	79	2009	A124	125	3183	126	3203
A37	38	973	39	993	A78	79	2014	80	2035	A125	126	3208	127	3228
A38	39	998	40	1019	A79	80	2040	81	2060	A127	128	3259	129	3279
A39	40	1024	41	1044	A80	81	2065	82	2085	A128	129	3284	130	3305
A40	41	1049	42	1069	A81	82	2090	83	2111	A130	131	3335	132	3355

Fonte: Gates, 2015.

3.5 VIBRAÇÕES

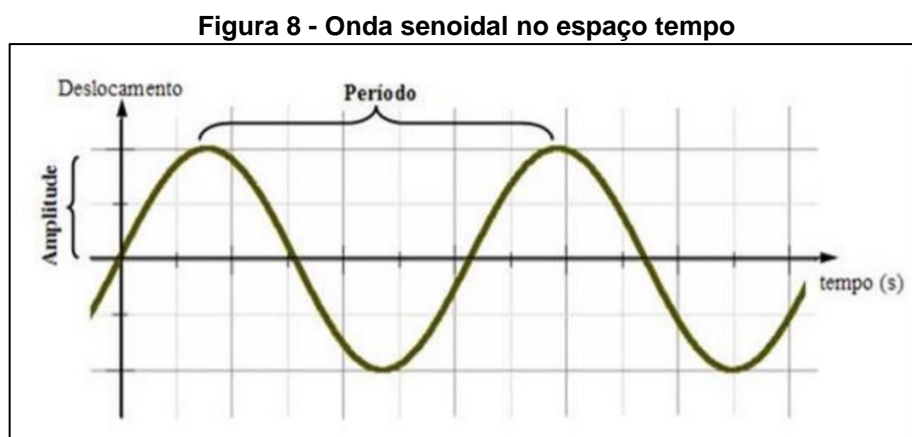
3.5.1 Análise de frequência de vibrações

Vibração pode ser definida como um movimento oscilatório em torno de um ponto de referência que ocorre repetidamente de forma regular ou irregular em certo intervalo de tempo (ROCHA, 2014). As unidades de medidas utilizadas para análise de vibração são o Hertz (Hz) e rotações por minuto (RPM); o hertz é usado para medir a frequência que é o ciclo completo de um movimento durante um segundo; já o movimento de um ciclo completo em um minuto é chamado de rotação por minuto (ROCHA, 2014).

O movimento oscilatório das vibrações e esta trajetória podem ser medidos pelo comprimento de onda a partir de um gráfico tempo versus amplitude. Neste contexto, a amplitude da vibração caracteriza a severidade da mesma, sendo

definida como a medida escalar de oscilação positiva ou negativa de uma onda no tempo e pode ser medida por pico, pico a pico e raiz média quadrática – RMQ (ROCHA, 2014).

Na figura abaixo é possível verificar a onda se formando por duas vezes no tempo medido, ou seja, um tempo de seis segundos com uma frequência de 6Hz e de amplitude medida em pico (Figura 8).



Fonte: Adaptado de Rocha (2014).

Na busca de descobrir o período ou comprimento da onda é a medida de um pico positivo a outro; podendo ainda obter a distância entre picos negativos ou amplitudes mínimas que são aquelas que se manifestam abaixo do eixo vertical no gráfico (ROCHA, 2014).

Em uma análise do valor pico-a-pico relaciona o deslocamento vibratório da máquina e equivale a parte mais crítica, como turbo máquinas com mancal de deslizamento. Já o valor do pico indica falhas em elementos de alta frequência (rolamentos e engrenagens) e RMS é a média global da vibração que demonstra a quantidade de energia presente em cada vibração (ROCHA, 2014).

Tecnicamente, a análise de vibração é o procedimento que ocorre a fim de descobrir falhas em componentes móveis de um equipamento a partir da variação das forças dinâmicas geradas, pois tais forças afetam o nível de vibração e este pode ser avaliado em determinados pontos da máquina sem que o funcionamento seja interrompido (GATEC, 2018).

Santos (2016) afirma que a análise de vibração é “ouvir o interior da máquina”, ou seja, cada estrutura vibra de maneira diferente e com ruídos característicos, deixando uma “impressão digital própria” no espectro linear. Caso

haja problemas, o espectro altera seu ruído base e o profissional pode detectar se há algum desequilíbrio ou desalinhamento. Ademais, é possível fazer um diagnóstico exato e determinar se há necessidade de intervenção urgente (SANTOS, 2016).

Entre os benefícios da análise de vibração estão: redução de falhas nas máquinas; redução dos custos de manutenção; redução de tempo de parada das máquinas; aumento da vida útil do equipamento (CABRAL, 2015). Além disso, os defeitos que podem ser detectados por análise de vibração são: desbalanceamento; desalinhamento em polias, engrenagens, acoplamentos; folgas na máquina; falhas na lubrificação;(CABRAL, 2015).

Para a análise de vibração podem ser utilizados equipamentos, como o aparelho chamado de FLUKE 810. Este será descrito adiante.

3.5.2 FLUKE 810

De acordo com especificações do fabricante, o equipamento denominado FLUKE 810 é uma ferramenta avançada para medir vibrações amplamente utilizado para manutenção mecânica que necessita de resposta rápida Figura 9 - Aparelho FLUKE 810 (A) e sua aplicação em máquinas (B). Entre as vantagens da utilização deste aparelho estão: localização e identificação de problemas mecânicos mais comuns; fornecimento de provas do estado da máquina e sinalizar as reparações ou substituições; examinar o equipamento antes e depois da manutenção; planejar e organizar por prioridades as atividades de reparo (FLUKE, 2019).

As especificações do fabricante do aparelho informam tecnologia de diagnóstico a fim de auxiliar a identificar possíveis problemas mecânicos. A partir deste equipamento, o profissional pode tomar decisões sobre a manutenção mecânica, complementando seu conhecimento acerca do funcionamento da máquina. Por fim, o FLUKE 810 utiliza um procedimento simples que relata as falhas da máquina na primeira vez em que as medições são feitas, sem um histórico de medições por meio da comparação dos dados de vibração (FLUKE, 2019).

Figura 9 - Aparelho FLUKE 810 (A) e sua aplicação em máquinas (B)



Fonte: FLUKE (2019).

Sobre aparelhos para medir vibrações, Silva (2018) analisa seu mecanismo de funcionamento e afirma que ele recebe um sinal e disponibiliza as informações de frequência ao usuário. Este tipo de aparelho é responsável por registrar as vibrações das estruturas através de sensores que transformam a energia mecânica da vibração em sinais elétricos, por sua vez são encaminhados para os aparelhos registradores de vibrações (SILVA, 2018).

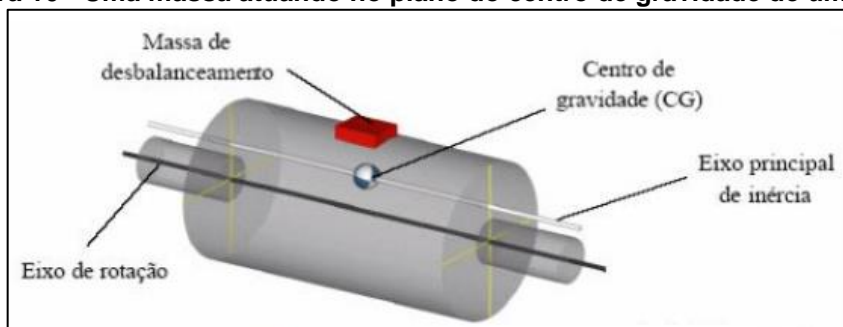
Após isso, os dados são coletados pelo profissional e podem ser analisados, alcançando um diagnóstico de vibração completo. Entre as diversas maneiras que os níveis de vibração podem ser representados a mais utilizada é ondas de frequência (SILVA, 2018).

3.5.3 NK 600

O desbalanceamento é a causa mais comum das vibrações de máquinas. Sua causa se deve a irregularidades na distribuição mássica de um eixo ou de suas partes girantes, como polias, engrenagens, rodas dentadas etc. (GÓZ; SILVA, 2013). Essas imperfeições na distribuição da massa podem ser causadas por diversas razões, como por exemplos, imperfeições geométricas devido às tolerâncias de fabricação, assimetrias, desgastes e deformações permanentes devidos a efeitos térmicos ou esforços (AZEVEDO, 2017).

A irregularidade faz com que o centro de massa não coincida com o centro geométrico do eixo. A Figura 10 mostra uma ilustração esquemática, onde uma massa colocada acima do rotor causa um deslocamento do centro de massa, não mais coincidindo com o centro de massa do eixo.

Figura 10 - Uma massa atuando no plano do centro de gravidade de um rotor.



Fonte: SOUSA, 2005.

A norma ISO 1940/1 Standard descreve que o balanceamento é um processo no qual a distribuição de massa de um rotor é verificada e, se necessário, ajustada de forma a assegurar que o desbalanceamento residual ou as forças nos mancais estejam dentro dos limites especificados na frequência correspondente a velocidade de rotação. O desbalanceamento no rotor gera esforços dinâmicos que se propagam para as partes da máquina que o suporta, acarretando assim no mínimo, na redução da vida útil dos rolamentos. Esse esforço pode ainda ser transmitido aos mancais. São exemplos de rotores desbalanceados os ventiladores que vibram excessivamente e também os volantes de veículos que vibram devido ao desbalanceamento presente nas rodas (AZEVEDO, 2017).

A vibração gerada pode ser usada como parâmetro de medida para a correção do desbalanceamento. Existem diversos equipamentos comercializados que são capazes de detectar e analisar esse defeito através de análises de sinais de vibração (AZEVEDO, 2017). Para efetuar a correção do desbalanceamento é necessário determinar a quantidade de massa e a sua posição (fase), pois assim é possível adicionar ou remover massa na posição, reduzindo ou eliminando o desbalanceamento. Inicialmente deve ser medida a vibração da máquina, mostrando sua amplitude e sua fase. Depois, uma massa de teste é acrescentada ao rotor para provocar deliberadamente um novo vetor, e por consequência, uma nova amplitude ou nova fase da vibração. Este segundo vetor é a somatória do vetor inicialmente detectado e o novo vetor, provocado pela massa de teste. Subtraindo-se os vetores, obtém-se o vetor que representa a massa de correção e a sua posição. O equipamento NK600 efetua esse cálculo e apresenta esses resultados (TEKNIKAO, 2019).

4 MATERIAIS E MÉTODOS

A partir do levantamento de dados de todos os aspectos necessários para realização deste estudo, o projeto foi desenvolvido em duas etapas: primeiro a construção da bancada didática para análise de vibrações e depois dimensionamento das correias e fabricação das polias. A primeira etapa foi realizada por Gardim (2018). No presente trabalho foi realizada a segunda parte do projeto, ou seja, o dimensionamento de correias e fabricação de polias, com diferentes relações de transmissão.

Enquanto metodologia optou-se primeiro pela pesquisa bibliográfica sobre o tema, a fim de entender o histórico da vibração e a análise e leitura dos espectros. Depois foram projetados, fabricados e montados pares de polias para promover diferenças de relação de transmissão para a bancada de análise de vibrações. Na fabricação das polias foi realizado o cálculo de dimensionamento, desenho técnico e usinagem das partes. Além disso, também foi feito o cálculo de dimensionamento e seleção de materiais para as correias. Foi também realizada uma análise de vibrações para validar as alterações da rotação em função dos níveis vibracionais.

4.1 MATERIAIS

Foi utilizada uma polia motora de diâmetro 50 mm e um conjunto de três polias movidas com diâmetro de 80 mm, 110 mm e 140 mm. Tais polias foram adquiridas no comércio local de Guarapuava e são do fabricante Mademil, caracterizando-se por serem polias de alumínio fundido, com canais em V de perfil "A". A definição do perfil das polias foi realizada mediante os cálculos que foram apresentados no item 3.4 e no capítulo Resultados.

As correias também foram adquiridas no mercado local, totalizando três correias, sendo uma para cada par de polias. Todas as correias adquiridas seguem o padrão normalizado para polias em V e são do fabricante Multi Belt, com perfil A. O tipo de correia e seu comprimento foram definidos mediante os cálculos que foram apresentados no item 3.4 e no capítulo Resultados e foram definidas como A-29, A-31 e A-33.

Para a usinagem do furo para o eixo no diâmetro necessário, furo rosqueado para fixação das polias com parafusos e abertura do canal de chaveta utilizou-se brocas de aço rápido de 12, 6,5 e 4,0 mm, suporte para fixação de bits para usinagem em furos internos, jogo de macho de 5 e 8 mm, desandador vira macho tipo T longo número 3; suporte para fixação de bits para usinagem em furos internos, bit de aço rápido com largura 5 mm e 8 mm.

Os parafusos utilizados na fixação das polias movidas foram dois parafusos allen sem cabeça M 8 x 10 mm para cada polia totalizando assim 6 parafusos nas três polias movidas. Dois parafusos allen M 5 x 5 mm foram colocados na polia motora. A posição dos parafusos tanto para as polias movidas quanto para a polia motora foi realizada de forma que a chaveta ficasse 90° no sentido anti-horário ao eixo a fim de ter uma melhor garantia de fixação e não haver a afrouxamento das polias nos eixos durante os testes.

4.2 DIMENSIONAMENTO DAS POLIAS E CORREIAS

A primeira etapa deste trabalho envolveu o dimensionamento das correias que, conforme as equações apresentadas no item 3.4, que considera o método descrito por Melconian (2012). O motor instalado na bancada de vibrações por Gardim (2018) caracteriza-se por ser do tipo eixo de transmissão, com potência nominal (P_{motor}) de 0,25 CV e rotação nominal (n_{motora}) de 1730 rpm. Foi considerado o fator de serviço (f_s) de 1,1, pois trata-se de serviço leve e intermitente.

Foi definido, devido a disponibilidade comercial, que a polia motora seria uma polia com diâmetro de 50 mm e ela faria conjunto com mais três polias movidas, com as seguintes medidas de diâmetro: 80 mm, 110 mm, e 140 mm. Portanto, um sistema redutor de velocidade foi dimensionado, onde todas as polias movidas são de diâmetros maiores que a polia motora. As polias foram adquiridas no mercado local e são do fabricante Mademil, constituídas em alumínio fundido e fornecidas pré-usinadas com os canais em V e um furo central inicial de 12 mm de diâmetro.

A partir do diâmetro da polia motora (d) e do diâmetro de cada polia movida utilizada (D), foi realizado o cálculo a fim de encontrar a relação de transmissão (i), a rotação dos eixos movidos, de acordo com cada par de polias. Neste caso, a rotação na polia motora sempre foi a rotação nominal do motor de 1730 rpm.

Foi realizado o dimensionamento e padronização do comprimento das correias, visto que a bancada de análise de vibrações construída por Gardim (2018) possui distância entre centro dos eixos de 280 mm. A partir deste resultado foi feita a compra das correias no mercado local do fabricante Multi Belt, seguindo o padrão normalizado para polias.

4.3 USINAGEM DAS POLIAS

O próximo passo foi realizar a usinagem da parte interna das polias conforme a dimensão dos eixos da bancada de análise de vibrações. A usinagem foi realizada em uma empresa que trabalha com processos de usinagem e ela é prestadora de serviços denominada JC Mecânica Industrial. Para fazer o procedimento, o ferramental necessário para usinagem do cubo das polias foi alugado. Foi feita a usinagem da furação e a usinagem do canal de chaveta.

Tal processo foi feito em um torno industrial. Foi realizado a furação inicial na peça, com uma broca de aço rápido de 12 mm. Depois foi feita a usinagem através da ferramenta de torneamento interno até alcançar as dimensões necessárias, com tolerância de 0,01 mm. A dimensão final do furo para as polias movidas foi de 25 mm e para a polia motora 15,9 mm.

Além disso, foi realizada a usinagem do canal de chaveta correspondente para cada polia. Estes canais foram usinados no próprio torno com uma ferramenta específica para este tipo de usinagem, ou seja, um suporte para fixação de bits para usinagem em furos internos.

Os bits utilizados foram de 8 mm para usinar o canal para a chaveta nas polias movidas e o de 5 mm para usinar o canal de chaveta para a polia motora. Nas polias usinadas com a medida de 25 mm foi usinado o canal de chaveta de 8 mm de comprimento por 4 mm de profundidade e na polia motora foi usinado um canal de 5 mm de comprimento com profundidade de 2,5 mm.

Para fixar as polias nos eixos foram utilizados parafusos no cubo das polias e apertados contra os eixos, pois assim os alunos que futuramente utilizarão a bancada terão a facilidade quando simularem situações e precisarem substituir os pares de polias. Nas polias movidas foi realizada a furação e rosqueamento dos furos com macho M8, utilizando fresadora vertical Diplomat (Laboratório de

Usinagem UTFPR-GP) e desandador manual. Já na polia motora, devido ao seu tamanho reduzido, realizou-se furo e rosqueamento M 5.

4.4 ANÁLISE DE VIBRAÇÕES DA BANCADA DIDÁTICA

Foram realizadas as análises de vibração com o equipamento FLUKE 810, utilizando a polia motora com diâmetro externo de 50 mm e a polia movida de 110 mm nas situações indicadas na Tabela 1.

Tabela 1 - Análises realizadas com FLUKE 810

Análise	Situação
A1	Realizada após montagem
A2	Realizada após ajustes mecânicos
A3	Realizada após balanceamento
A4	Realizada com desbalanceamento deliberado com 4 conjuntos porca e parafuso
A5	Realizada com desbalanceamento deliberado com 2 conjuntos porca e parafuso

Fonte: Autoria própria, 2019.

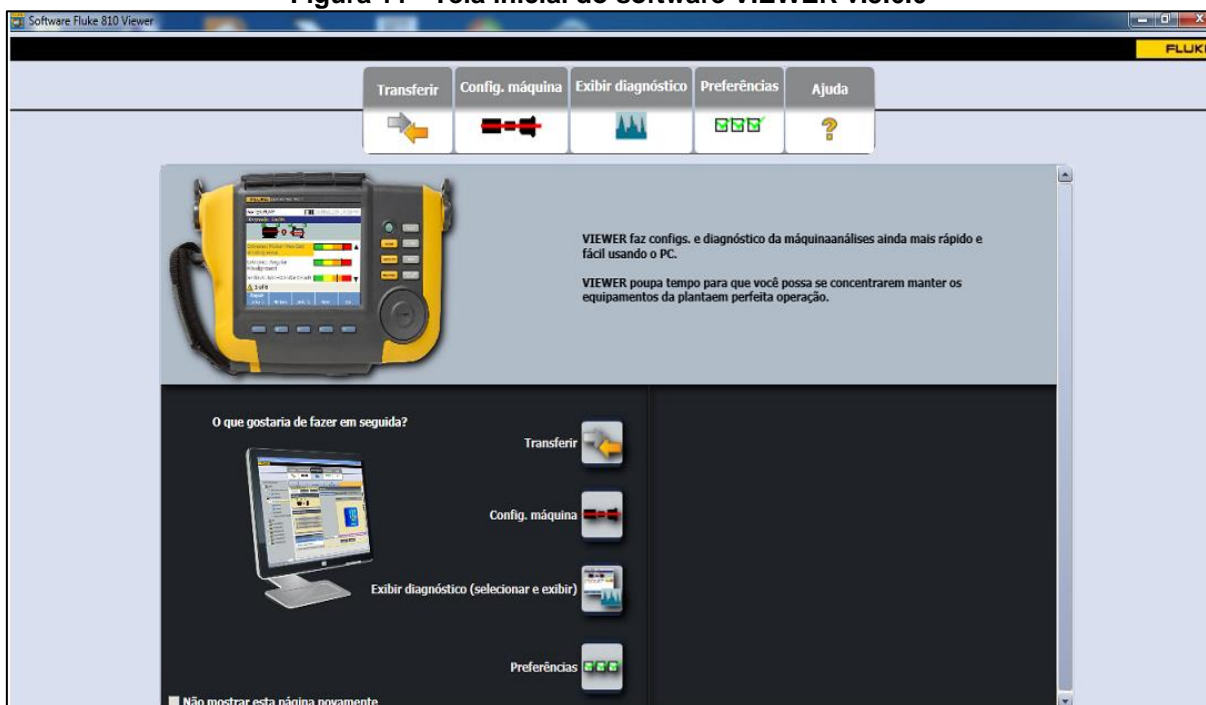
Foram realizadas cinco análises, cada uma em situação diferenciada. A análise A1 foi realizada imediatamente após a finalização da montagem das polias e correias na bancada. A segunda análise foi realizada após ajustes mecânicos, conforme metodologia descrita no item 4.5, necessários devido ao diagnóstico obtido com A1. A análise A3 foi realizada após uma segunda intervenção no desempenho da bancada, que foi seu balanceamento dinâmico, como detalhado no item 4.6. A análise A4 foi realizada para demonstrar a aplicação didática da bancada, provocando desbalanceamento deliberadamente com a adição de massa no disco da extremidade do eixo de desbalanceamento com 134,48 g. Por fim, a análise A5 foi realizada com menor massa para desbalanceamento, totalizando 67,24 g.

A aquisição da rotação real do eixo foi realizada por um tacômetro que acompanha o FLUKE 810 e que realiza a leitura a laser da rotação do eixo. Para isso foi necessário fixar uma fita refletiva para obter o valor da rotação.

4.5 SOFTWARE VIEWER V.3.6.0

Os resultados das análises de A1 a A5 foram obtidos utilizando o software VIEWER v.3.6.0, que é vinculado ao modelo do analisador de vibrações FLUKE 810. A Figura 11 apresenta a interface inicial do programa.

Figura 11 - Tela inicial do software VIEWER v.3.6.0



Fonte: Autoria própria, 2019.

Para acessar o software é necessário realizar seu download e depois o usuário deve criar um banco de dados ou cadastro, com o nome completo e informações que o identifiquem. O passo a passo para configuração completa do banco de dados do software VIEWER v.3.6.0 pode ser visualizado no manual do usuário ou no endereço eletrônico da empresa fabricante do FLUKE 810.

4.6 CONFIGURAÇÃO DO FLUKE 810

Para configurar o equipamento foi criada uma árvore de máquinas da bancada composta pelo motor elétrico, pelos mancais e pela caixa redução, que ainda foi dividida em ponto de entrada e ponto de saída, para facilitar a análise. Depois, foram configurados pontos de coleta na bancada de vibrações em três

direções: horizontal, vertical e axial e nos parâmetros de deslocamento velocidade e aceleração.

Depois de realizadas as análises e diagnósticos os dados coletados são transferidos do FLUKE 810 para o VIEWER v.3.6.0 e analisados em gráficos de frequência em função da amplitude de vibração.

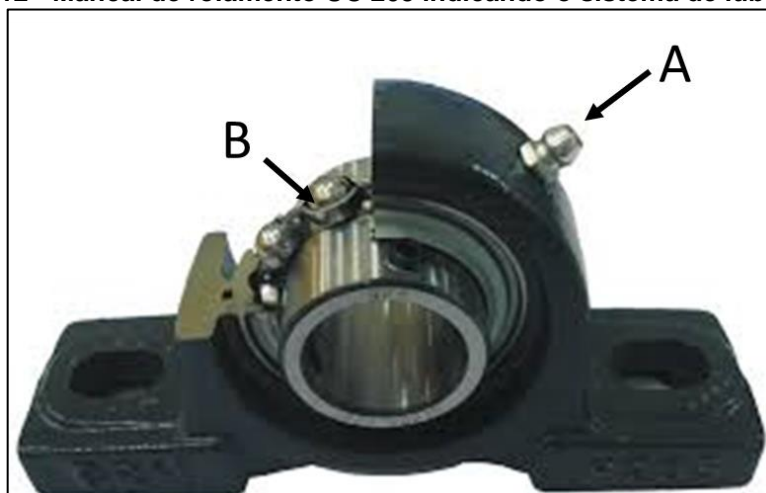
4.7 AJUSTES MECÂNICOS DA BANCADA DIDÁTICA

Foram colocados quatro calços de elastômero butílico vulcanizado (borracha), com espessura de 2 mm, posicionados na parte inferior de cada um dos mancais de rolamento, com as medidas 150 x 35 mm.

Para reaperto dos parafusos de fixação dos mancais utilizou-se uma chave 17 mm combinada, enquanto para o reaperto dos parafusos fixadores do motor utilizou-se duas chaves de 13 mm combinada.

A lubrificação dos rolamentos foi realizada com uma bomba manual para graxa, de alavanca lateral, aplicando-se em cada rolamento aproximadamente 3 g de lubrificante do tipo graxa QUAKERTEK EPX2, que é uma graxa lítica de óleo mineral (LUBRIMPORT, 2019). A Figura 12 apresenta uma imagem do mancal de rolamento UC 205 em corte parcial, destacando o bico graxeiro, indicado pela letra A e as esferas do rolamento na gaiola (B) onde será depositada a graxa aplicada.

Figura 12 - Mancal de rolamento UC 205 indicando o sistema de lubrificação



Fonte: Adaptado de BRM (2019).

Para reaperto dos parafusos sem cabeça de fixação das polias no eixo, utilizou-se uma chave allen 3 mm e uma chave allen 4 mm.

4.8 BALANCEAMENTO DA BANCADA DIDÁTICA

O balanceamento foi realizado com equipamento TEKNIKAO NK 600, mostrado na Figura 13. Para este ensaio utilizou-se um equipamento calibrado de acordo com a norma NBR 10082 (2011) para as definições dos limites dos erros admissíveis. Em acordo com a norma, apresenta um erro máximo de 10% na unidade de velocidade RMS, em faixa de frequência de 10 a 1000 Hz.

Foi realizada a medição do desvio de cada eixo em graus, utilizando o sensor piezoelétrico do tipo acelerômetro nos quatro mancais de apoio dos eixos. O valor do desvio indica qual o nível de desbalanceamento e mostra em qual ponto deverá ser adicionada ou retirada massa do eixo para promover o balanceamento.

Figura 13 – Teknikao NK 600, equipamento de balanceamento dinâmico



Fonte: A autoria própria, 2019.

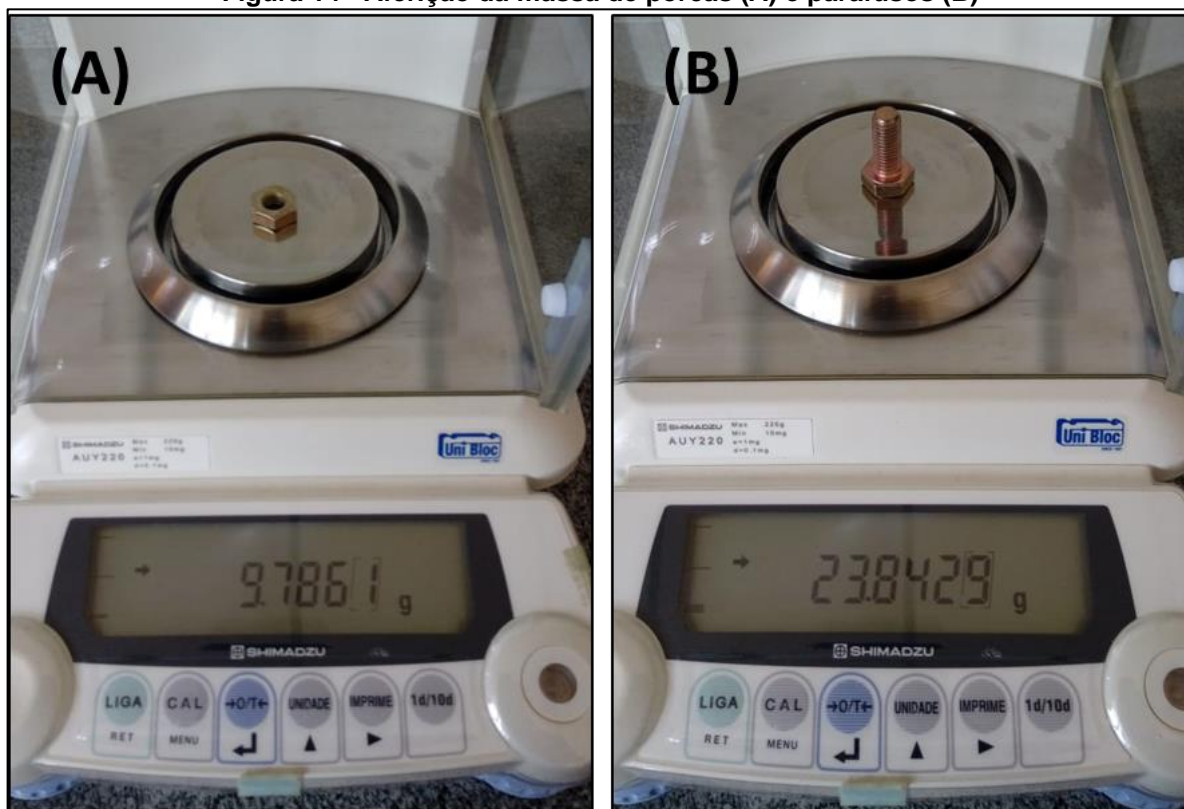
A adição de massa foi realizada utilizando uma barra chata de 8 x 4 mm, a qual foi fixada utilizando-se fita adesiva para permitir sua remoção para alterar

deliberadamente o balanceamento quando da utilização da bancada em aulas. A aferição da massa foi realizada com balança de precisão Uni Bloc, Shimadzu, com precisão de 10^{-4} g, do Laboratório de Materiais da UTFPR-GP.

4.9 SIMULAÇÃO DE DESBALANCEAMENTO DA BANCADA DIDÁTICA

Para simular o efeito de desbalanceamento na bancada didática, parafusos e porcas M10 foram adicionados ao disco de desbalanceamento. Para aferir a massa das porcas e parafusos adicionados ao disco, utilizou-se a mesma balança de precisão citada no item 4.6 e uma imagem da aferição é mostrada na Figura 14.

Figura 14 - Aferição da massa de porcas (A) e parafusos (B)



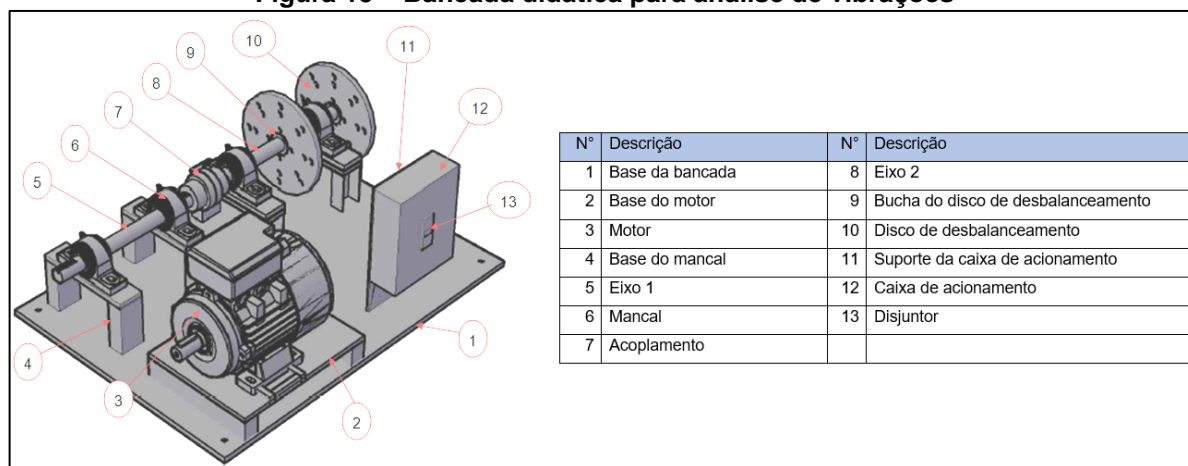
Fonte: Autoria própria, 2019.

Nas análises de vibrações A4 e A5 foram adicionados quatro e dois conjuntos porca/parafuso, respectivamente. Os conjuntos foram apertados com chave combinada de 17 mm para fixá-los com aperto seguro, evitando que se soltassem durante a análise.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Uma bancada didática de vibrações consiste em possibilitar a análise de frequência de vibração por um maquinário/equipamento quando ocorrem fatores como desalinhamento de eixos, desbalanceamento, defeito em rolamentos, entre outros. A bancada desenvolvida por Gardim (2018) é constituída por um motor elétrico sem controle de velocidade e um sistema contendo eixos, acoplamento, discos para adicionar cargas e promover o desbalanceamento e mancais com possibilidade de movimento para promover o desalinhamento. A Figura 14 é apresentado um desenho esquemático da bancada sem o sistema de transmissão.

Figura 15 – Bancada didática para análise de vibrações



Fonte: Adaptado de Gardim (2018).

Os resultados aqui descritos dizem respeito a parte de dimensionamento, fabricação, montagem e análise de vibrações da bancada, utilizando o equipamento FLUKE 810.

5.1 DIMENSIONAMENTO DA CORREIA

Para o dimensionamento das correias, como descreve Melconian (2012), é necessário primeiramente definir a potência projetada (P_p) para o motor instalado na bancada de análise de vibrações, que foi calculada de acordo com a equação 5.

$$P_p = P_{motor} \times f_s \rightarrow P_p = 0,25 \times 1,1 \rightarrow P_p = 0,275 \text{ CV}$$

Após o cálculo da Pp , foi definido o perfil da correia a partir do cruzamento dos dados de Pp e a rotação da polia motora (n_{motora}), utilizando-se a Figura 8. Dessa forma, o perfil de correia encontrado foi o perfil A.

Também foi definido o comprimento necessário para as correias, usando como base a equação 6, considerando a distância entre centros de 280 mm. Como o comprimento da correia é determinado em função do diâmetro das polias, esse cálculo foi realizado para cada um dos três pares, definidos como L_1 , L_2 e L_3 .

- Para o primeiro par de polias - polia motora de diâmetro 50 mm e polia movida de diâmetro de 80 mm:

$$L = 2C + 1,57(D+d) + (D - d)^2/4C$$

$$L_1 = 2 \times 2,80 + 1,57 (80+50) + (80-50)^2/ 4 \times 280$$

$$\mathbf{L_1 = 764,88 \text{ mm}}$$

- Para o segundo par de polias - polia motora de diâmetro 50 mm e polia movida de diâmetro 110 mm:

$$L_2 = 2 \times 280 + 1,57 (110+50) + (110-50)^2/ 4 \times 280$$

$$\mathbf{L_2 = 814,41 \text{ mm}}$$

- Para o terceiro par de polias - polia motora de diâmetro 50 mm e polia movida de diâmetro 140 mm:

$$L_3 = 2 \times 280 + 1,57 (140+50) + (140-50)^2/ 4 \times 280$$

$$\mathbf{L_3 = 865,76 \text{ mm}}$$

Com os valores de comprimento das correias calculados e com embasamento na tabela de correia Hi-Power II, mostrado na Figura 7, com aproximação dos valores , foram definidas as correias A-29, com comprimento padrão de 770 mm; A-31 com comprimento padrão de 820 mm e A-33, com comprimento padrão de 871 mm. A Figura 16 mostra uma fotografia da correia A-29.

Figura 16 - Correia trapezoidal A-29



Fonte: Autoria própria, 2019.

5.2 DIMENSIONAMENTO DAS POLIAS

A partir do diâmetro das polias, foi realizado o cálculo para encontrar a relação de transmissão de cada par, conforme a equação 4.

- Relação de transmissão entre a polia motora de 50 mm e a polia movida de 80 mm:

$$D = d \cdot i \rightarrow 80 = 50 \cdot i \rightarrow 80/50 = \mathbf{1,6}$$

- Relação de transmissão entre a polia motora de 50 mm e a polia movida de 110 mm:

$$D = d \cdot i \rightarrow 110 = 50 \cdot i \rightarrow 110/50 = \mathbf{2,2}$$

- Relação de transmissão entre a polia motora de 50 mm e a polia movida de 140 mm:

$$D = d \cdot i \rightarrow 140 = 50 \cdot i \rightarrow 140/50 = \mathbf{2,8}$$

Com os cálculos, a relação de transmissão entre as polias foi de 1:1,6 ; 1:2,2 e 1:2,8. Desta forma, as relações de transmissão estão adequadas para transmissões com correias. Entretanto, essas relações são diferentes daquelas estabelecidas nos objetivos específicos devido a limitação da disponibilidade comercial desses elementos mecânicos.

A partir destes valores, foi definido a rotação dos eixos movidos para cada conjunto conforme os pares de polia, utilizando a equação 6. Para a polia motora manteve-se a rotação nominal do motor em 1730 rpm para todos os casos.

- Rotação n_1 , primeiro conjunto de polias:

$$n_1 = n_{motora} / i \rightarrow n_{movida} = 1730/1,6 \rightarrow \mathbf{n_{movida} = 1.081,25 \text{ rpm}}$$

- Rotação n_2 , segundo conjunto de polias:

$$n_2 = n_{motora} / i \rightarrow n_{movida} = 1730/2,2 \rightarrow \mathbf{n_{movida} = 786,36 \text{ rpm}}$$

- Rotação n_3 , terceiro conjunto de polias:

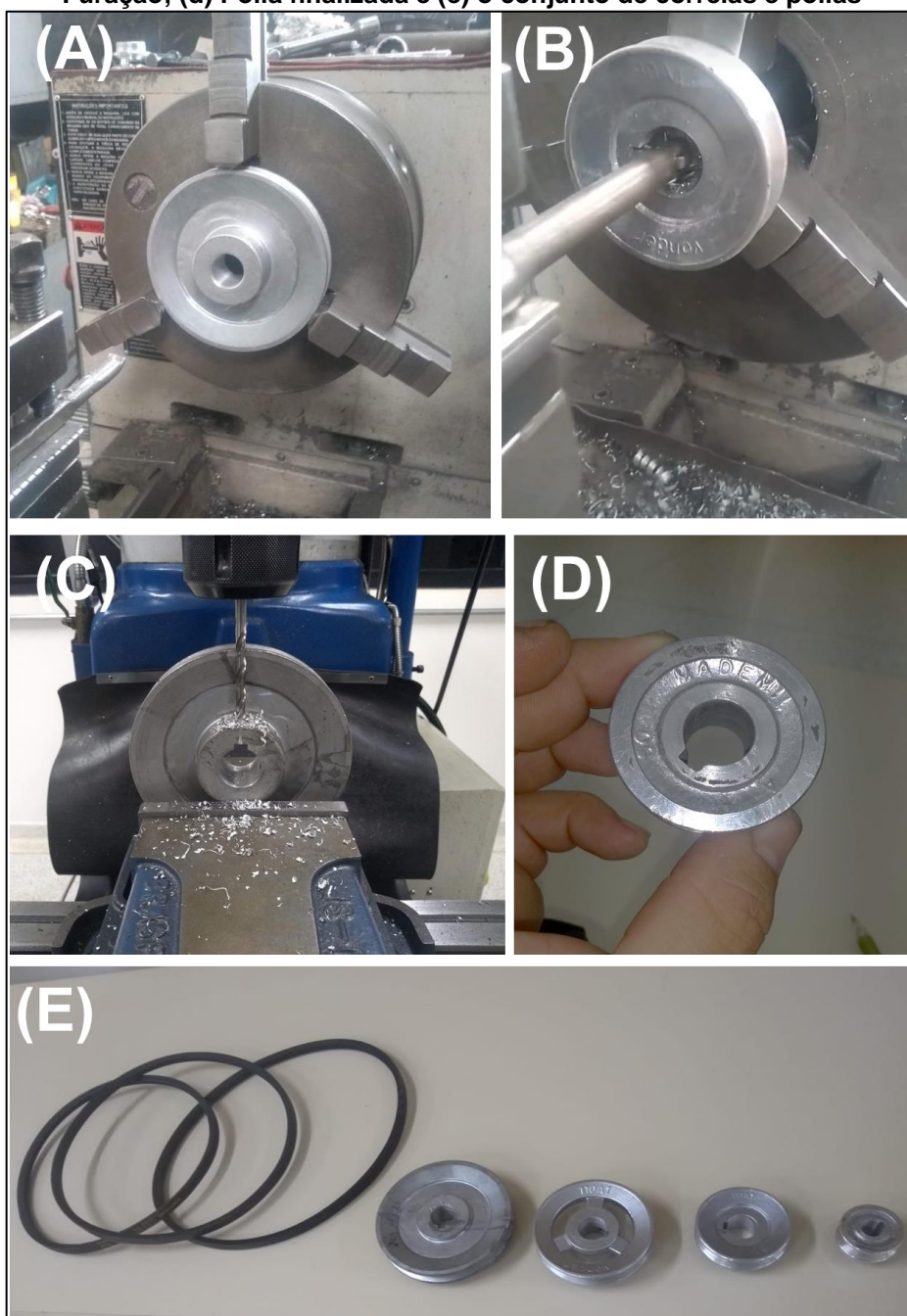
$$n_3 = n_{motora} / i \rightarrow n_3 = 1730/2,8 \rightarrow \mathbf{n_{movida} = 617,85 \text{ rpm}}$$

5.3 FABRICAÇÃO DAS POLIAS

A usinagem do furo para o eixo do motor na polia motora foi de 15,9 mm e o furo para fixação foi feito com broca 4 mm e macho M5, com canal de chaveta 5 x 2,5 mm. As polias movidas ficaram com furo para o eixo de 25 mm e o canal de

chaveta teve dimensões finais de 8 x 4 mm. A Figura 17 mostra fotografias do processo de usinagem, onde a Figura 17(a) mostra a ferramenta de usinagem interna, a Figura 17(b) a usinagem do canal de chaveta por meio do suporte com bit de aço rápido. A Figura 17(c) mostra a furação de fixação das polias no eixo, enquanto a Figura 17(d) mostra a polia motora finalizada. O conjunto de correias, bem como todas as polias finalizadas são mostradas na Figura 17(e).

Figura 17 - Processo de usinagem das polias: (a) usinagem interna; (b) Canal de chaveta; (c) Furação; (d) Polia finalizada e (e) o conjunto de correias e polias



Fonte: Autoria própria, 2019.

5.4 ESTIMATIVA DE CUSTOS

As polias e as correias foram adquiridas no mercado local e os valores gastos são mostrados na

Tabela 2. Na aquisição das quatro polias, o valor gasto foi de R\$ 88,23 (oitenta e oito reais e vinte e três centavos). Já para aquisição das correias, o investimento foi de R\$ 26,77 (vinte e seis reais e setenta e sete centavos).

Tabela 2 - Valor investido em materiais

MATERIAL	VALOR
Correia A-29	R\$ 7,94
Correia A-31	R\$ 9,16
Correia A-33	R\$ 9,67
Polia 50 mm	R\$ 8,23
Polia 80mm	R\$ 12,00
Polia 110 mm	R\$ 18,00
Polia 140 mm	R\$ 50,00
Locação de torno e ferramental	R\$ 150,00
Total	R\$ 265,00

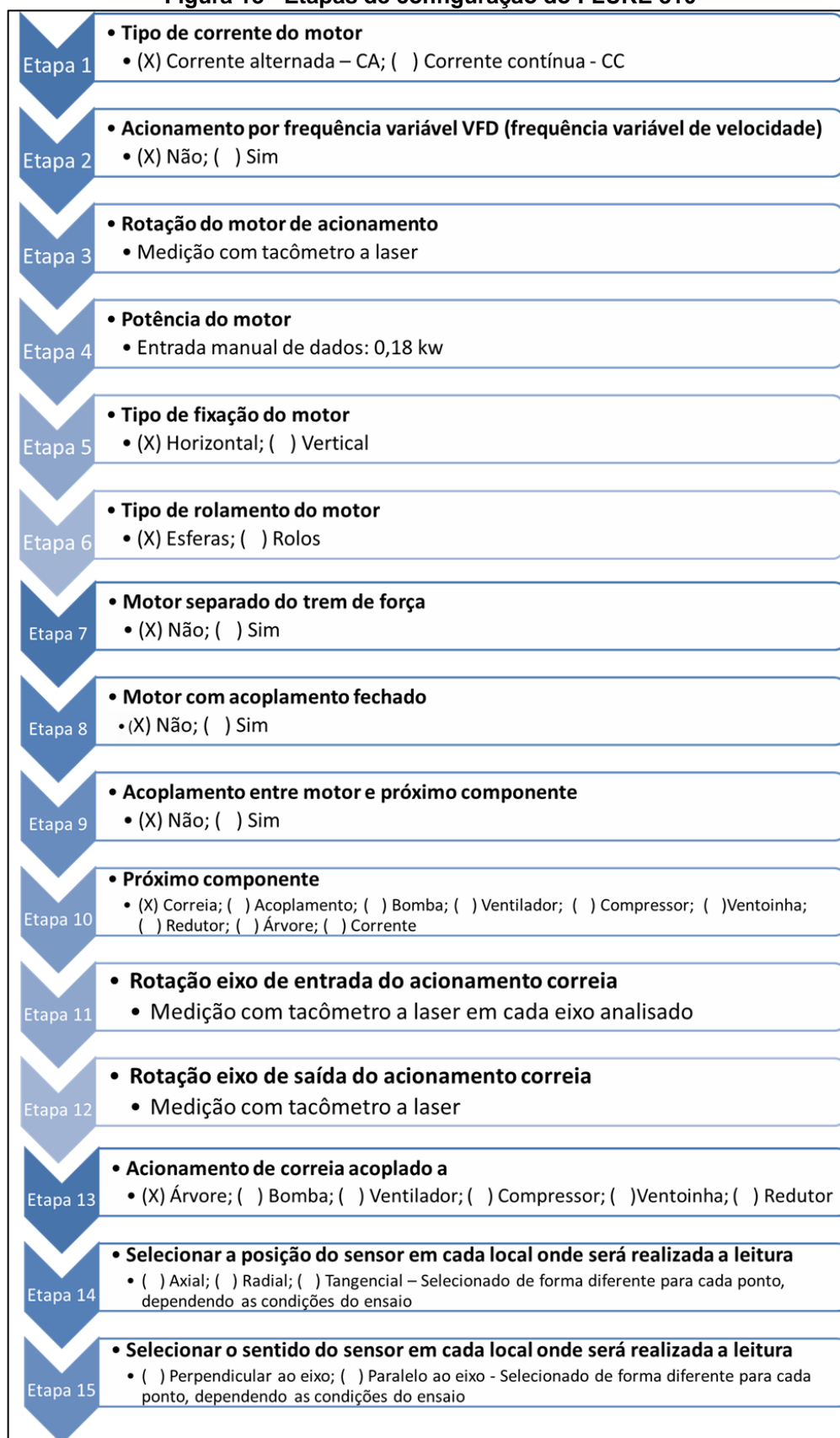
Fonte: Aatoria própria, 2019.

Para usinagem interna das polias o torno e ferramental utilizados foram alugados de empresa prestadora de serviços e o custo total foi de R\$ 150,00 (cento e cinquenta reais). Considerando a aquisição dos materiais comercialmente disponíveis e custos de fabricação, o projeto do sistema de transmissão para a bancada didática totalizou R\$ 265,00 (duzentos e sessenta e cinco reais).

5.5 CONFIGURAÇÃO DO FLUKE 810

As análises de vibrações na bancada didática foram realizadas com o aparelho FLUKE 810 e para isso foi necessário, antes da coleta de dados, realizar a configurações com as informações solicitadas pelo software. Cada etapa de configuração consistiu na seleção de opções ou inserção de dados, conforme as etapas mostradas na Figura 18.

Figura 18 - Etapas de configuração do FLUKE 810



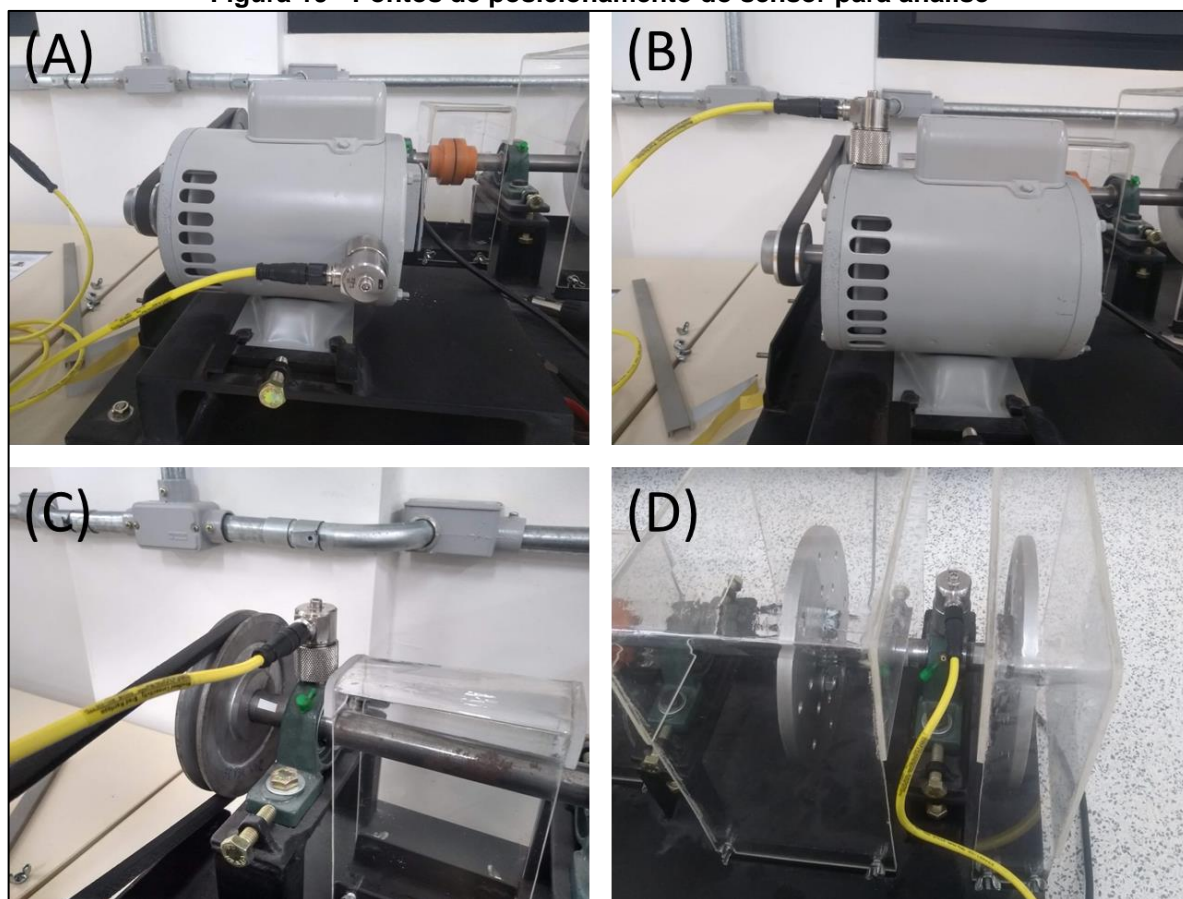
Fonte: Autoria própria, 2019.

Após a finalização da configuração do equipamento, foi possível iniciar as análises de vibrações.

5.6 ANÁLISE DE VIBRAÇÕES

Após finalizar a configuração do aparelho, foram colocadas as proteções das partes movidas da bancada e iniciadas as medições. As coletas foram realizadas em quatro pontos distintos, conforme indicado na Figura 19.

Figura 19 - Pontos de posicionamento do sensor para análise



Fonte: Autoria própria, 2019.

Os pontos de análises são indicados pelo próprio equipamento e suas posições são: rolamento da parte traseira do motor, Figura 19 A; rolamento do eixo de saída do motor, Figura 19 B; rolamento de entrada do eixo árvore , Figura 19C e rolamento de saída do eixo árvore , Figura 19D. Após o posicionamento do sensor a medição é iniciada. Com a medição concluída o equipamento faz a análise e gera um diagnóstico da coleta realizada.

5.6.1 Análise A1

A análise A1 da bancada foi realizada em todos os pontos de análise e esta mostrou valores muito acima do normal, não sendo possível para o equipamento realizar o diagnóstico. A partir disso, ficou evidente a necessidade de se realizar ajustes mecânicos na bancada para permitir a análise de vibrações e diagnóstico. Foram realizadas as seguintes etapas de ajuste mecânico:

- Foram colocados calços de elastômero butílico vulcanizado nos mancais de rolamento para permitir absorção de vibrações;
- Aperto dos parafusos de fixação dos mancais e do motor;
- Lubrificação dos rolamentos do eixo árvores.

Outro problema detectado foi o diâmetro do eixo árvore que foi montado, que estava com uma folga de 0,1 mm em relação ao diâmetro interno do rolamento que é de 25 mm, ou seja, o eixo estava com diâmetro de 24,90 mm. Esta diferença no eixo causou um desbalanceamento no conjunto e uma vibração exagerada. Para corrigir o problema foram posicionados os dois parafusos de fixação de cada rolamento na mesma posição relativa ao eixo para o mancal seguinte.

5.6.2 Análise A2

Após os ajustes mecânicos, foi realizada a análise A2 com o FLUKE 810, sendo que o diagnóstico foi realizado com sucesso e apresentou quatro tipos de falhas, como pode ser observado na Figura 15A e Figura 15B.

Figura 20 – Análise de vibrações (A2) e indicação de falhas

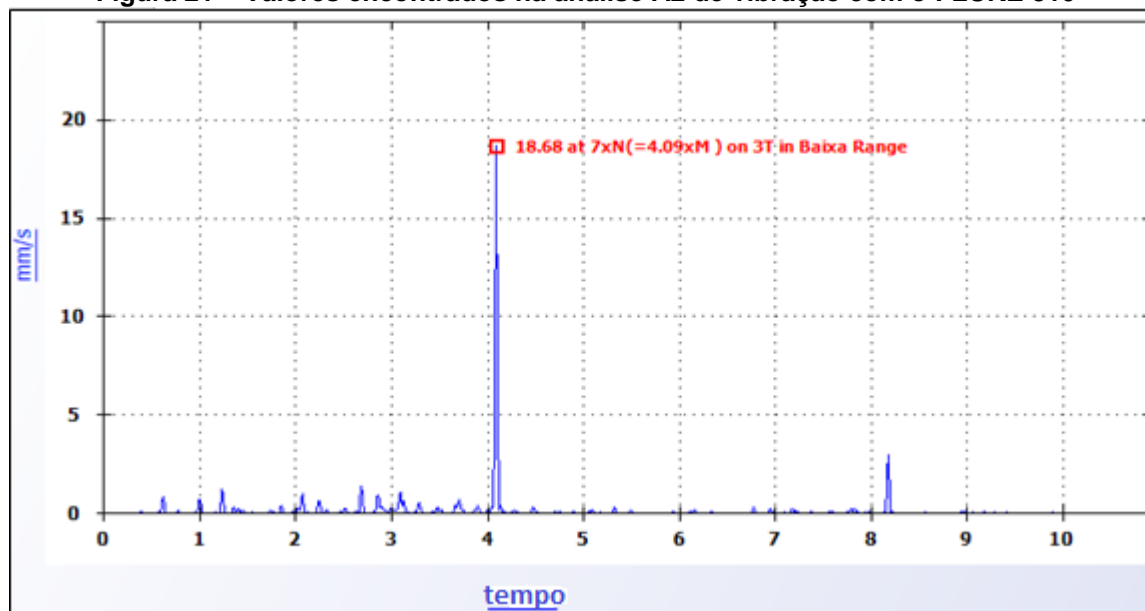


Fonte: Autoria própria, 2019.

Na análise A2, o valor encontrado pelo aparelho em vibração geral se refere a um valor global de 1,78 g (RMS). A análise identificou quatro tipos de falhas, sendo a primeira categorizada como “extrema” e sua causa foi identificada como “não padronizada”. Nestes casos, o equipamento sugere o acompanhamento de um técnico especializado, por se tratar de situação fora da configuração do aparelho. A segunda falha indicou “desgaste no rolamento da extremidade de saída do eixo árvore”, sendo categorizada como “extrema”. A terceira falha detectada é um “desgaste no rolamento da extremidade de entrada do eixo árvore”, tratando-se de uma falha “extrema”. A quarta falha ocorreu devido a um “desalinhamento do rolamento eixo árvore ou oscilação no eixo”, considerada “moderada”.

A Figura 21 mostra um gráfico da leitura realizada pelo aparelho que relaciona a ordem de frequência pela amplitude de vibração. Pode-se perceber que existe um pico próximo a 4 e um segundo pico próximo a 8, atingindo o valor máximo de 18,68 mm/s. Tais perturbações foram devido a folgas do sistema, desalinhamento e/ou desbalanceamento residuais.

Figura 21 – Valores encontrados na análise A2 de vibração com o FLUKE 810



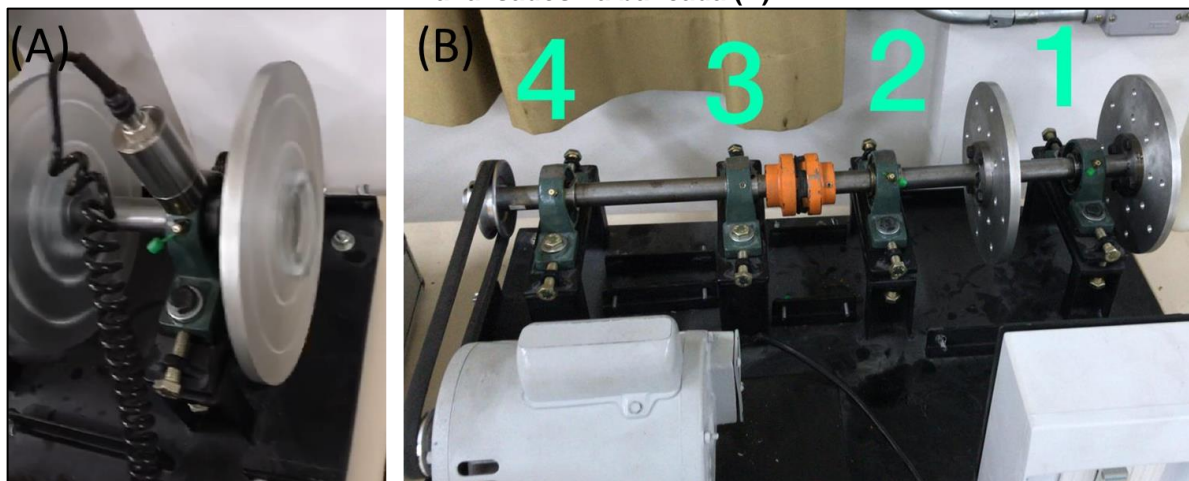
Fonte: Autoria própria, 2019.

Percebendo os valores anormais e as falhas, o próximo passo foi detectar a origem do problema, visto que a bancada de testes havia sido montada com rolamentos, eixos e componentes novos realizados por Gardim (2018).

5.6.3 Balanceamento Dinâmico

Um dos problemas mais comuns em eixos montados em mancais é o desbalanceamento. Para verificar esse aspecto para a bancada didática, utilizou-se a metodologia descrita no item 4.5. A Figura 22A mostra um exemplo de posicionamento do acelerômetro no mancal de rolamento da bancada em um dos pontos utilizados para análise de balanceamento dinâmico com o equipamento Teknikao NK 600.

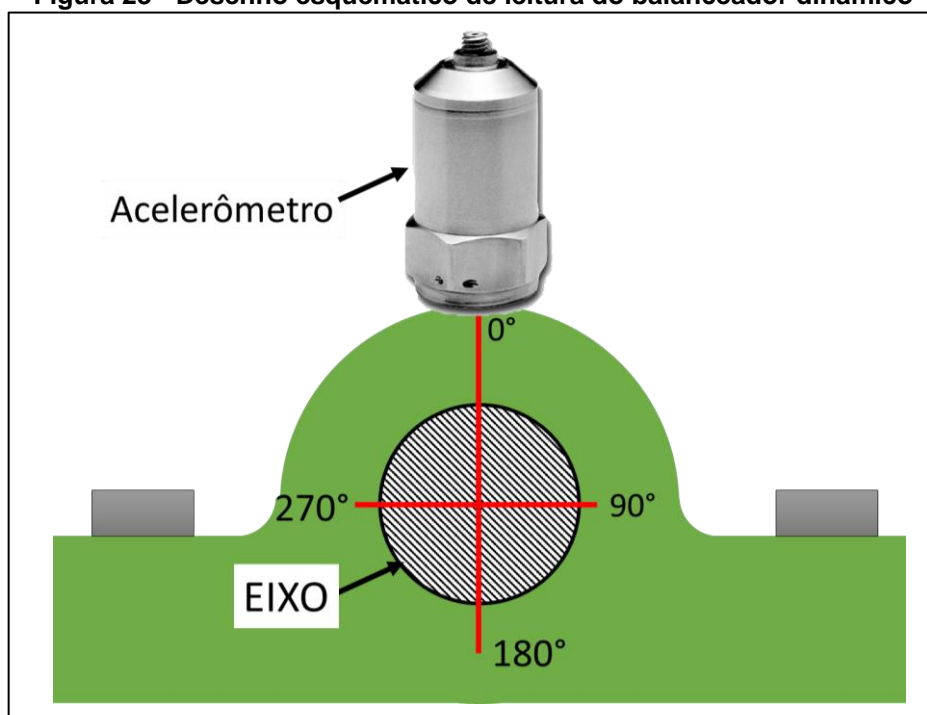
Figura 22 – Exemplo de ponto de análise para balanceamento dinâmico (A) e pontos analisados na bancada (B)



Fonte: Autoria própria, 2019.

Os valores obtidos para o percentual de vibrações são considerados aceitáveis até 1%. Acima disso, é necessário realizar adição ou remoção de massa seguindo a posição angular indicada pelo equipamento. Essa posição angular do local onde deverá ser colocada massa é baseada na posição do acelerômetro durante o ensaio, como mostra a Figura 23.

Figura 23 - Desenho esquemático de leitura do balaceador dinâmico



Fonte: Autoria própria, 2019.

Os valores obtidos para o percentual de vibração antes da adição de massas, bem como o ângulo da posição que requer massa, são mostrados na Tabela 3, onde cada ponto corresponde a um posicionamento diferente do sensor piezoelétrico do tipo acelerômetro, como mostra a Figura 22B.

Tabela 3 – Valores obtidos para ensaio de balanceamento dinâmico

Ponto de análise	Posição angular	Percentual de vibração antes da adição de massa	Percentual de vibração após da adição de massa	Massa adicionada
1	212°	1,8	0,4	19,596 g
2	-	0,2	0,2	-
3	-	0,4	0,4	-
4	273°	1,2	0,5	17,348 g

Fonte: Autoria própria, 2019.

Houve necessidade de adicionar massa nos pontos 1 e 4, onde o valor percentual de vibração ultrapassou 1%. Após a adição da massa de 19,596 g no eixo próximo a posição 1, à 212° em relação ao sensor, houve redução de mais de 70% no valor de vibrações, chegando ao nível aceitável de 0,4%. Para o ponto 4, a adição de 17,348 g resultou em uma redução de percentual de vibrações de 1,2 para 0,5%, o que em termos gerais representa uma redução de 58% no nível de vibração.

5.6.4 Análise A3

Após realizado o balanceamento para a bancada de vibrações foi efetuada a coleta de dados (A3). Os resultados indicaram que a vibração geral foi de 1,35 g (RMS), como pode ser visualizado na Figura 24.

Figura 24 – Resultados da análise A3 pelo FLUKE 810

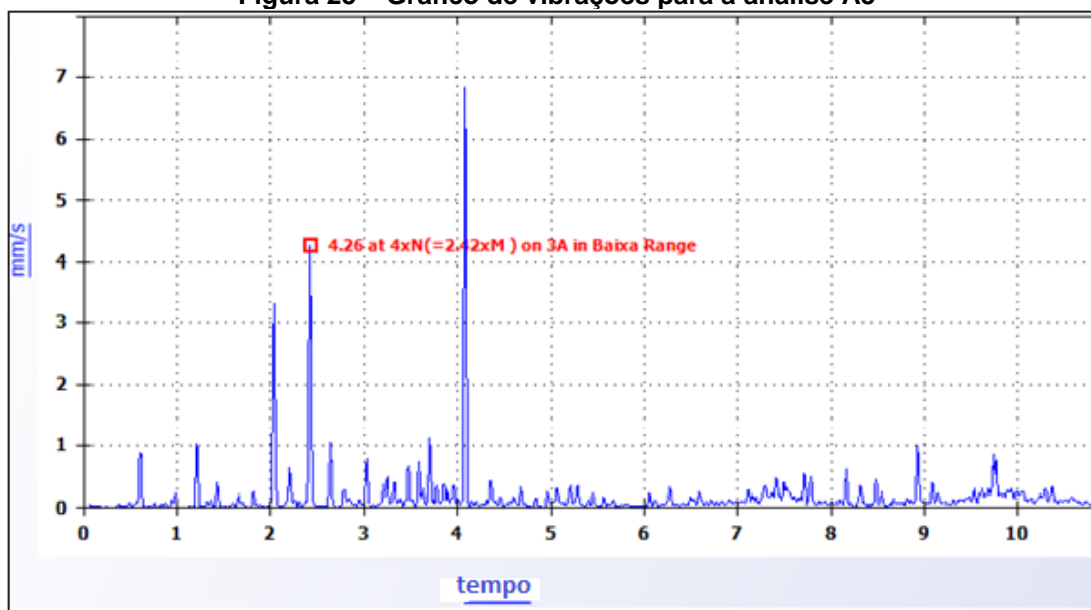


Fonte: Autoria própria, 2019.

Foram detectadas falhas, todas situadas na região amarela, ou seja, são falhas moderadas. As falhas foram: folga na extremidade de saída do eixo árvore; desgaste no rolamento da extremidade de saída do eixo árvore; folga na extremidade de entrada do eixo árvore; folga ou desgaste no rolamento da extremidade livre do motor. Entretanto, nesta coleta não foi detectada a falha desbalanceamento ou desalinhamento pelo equipamento FLUKE 810, mostrando que o problema em relação a isso foi solucionado.

A análise gráfica da Figura 25 indica o maior pico próximo a 4, dois picos menores próximos a 2 e 2,5 e uma série de outros picos menos intensos, atingindo o valor máximo próximo a 6,9 mm/s.

Figura 25 – Gráfico de vibrações para a análise A3



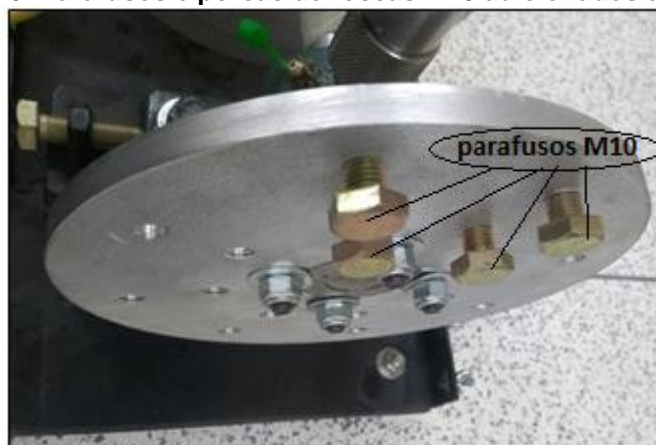
Fonte: Aatoria própria, 2019.

A redução na velocidade indica que as ações de ajustes mecânicos e de balanceamento combinadas melhoraram consideravelmente os níveis de vibração da bancada didática.

5.6.5 Análise A4

Um dos objetivos deste trabalho foi simular uma coleta de bancada de análise de vibrações com detecção de desbalanceamento. A Figura 26 mostra os parafusos e porcas adicionados ao disco da bancada a fim de simular a situação de desbalanceamento.

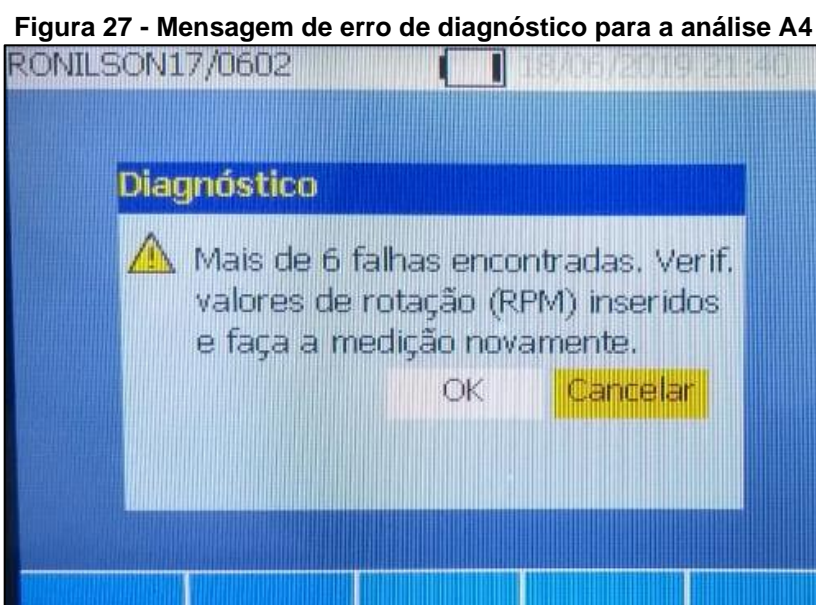
Figura 26- Parafusos e porcas de roscas M10 adicionados a bancada



Fonte: Aatoria própria, 2019.

Os parafusos e porcas adicionados ao disco foram pesados, sendo que cada porca sextavada M10 possui massa de 9,78 g e cada parafuso sextavado M10 possui massa de 23,84 g. Para realização da análise A4 foram colocados 4 parafusos e 4 porcas, totalizando 134,48 g para desbalancear o eixo.

Com os quatro conjuntos porca/parafuso não foi possível obter um diagnóstico, como mostra a Figura 27, que indica a mensagem de erro do equipamento.



Fonte: Autoria própria, 2019.

Essa falha ocorreu porque a vibração da bancada foi exagerada, sendo que a análise apresentou mais de seis tipos de falhas e não foi possível medir a mesma rotação pré-estabelecida durante a configuração inicial do equipamento.

5.6.6 Análise A5

Diante da problemática verificada com adição de 134,48 g para desbalanceamento, dois parafusos e duas porcas foram retirados do sistema, passando de quatro conjuntos para apenas dois conjuntos. O peso adicionado para simular o desbalanceamento caiu pela metade, deixando fixo no disco 67,24 g. Com este ajuste a coleta de dados, análise e diagnóstico puderam ser realizadas, conforme mostra a Figura 28.

Figura 28 – Análise A5 obtida com a simulação de desbalanceamento



Fonte: Autoria própria, 2019.

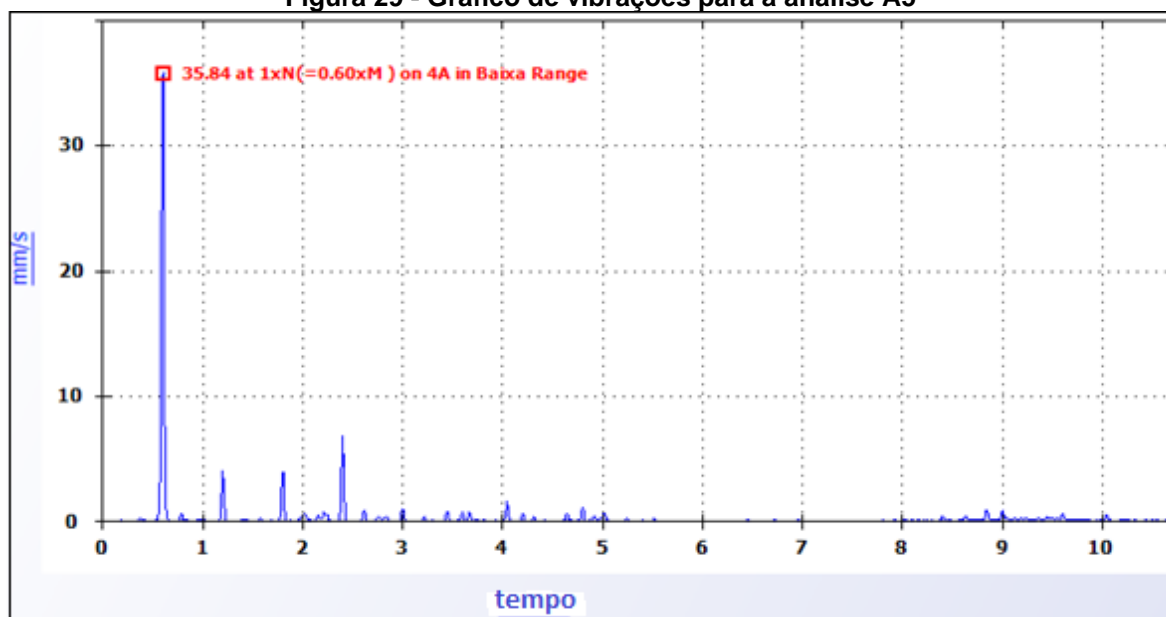
O resultado do ensaio A5 ficou com valores de vibrações acima daqueles observados na análise A3. Observa-se que a adição das massas levou a um diagnóstico de falhas de nível “extremo” representado pela cor vermelha no aparelho. O valor de vibração geral foi 1,61 g (RMS) e o relatório de falhas apresentou: folga na extremidade de saída do eixo árvore de forma extrema; desgaste do rolamento da extremidade de entrada do eixo árvore. Além disso, também foi detectado um grave nível de desbalanceamento do eixo árvore; uma folga na extremidade de entrada do eixo-árvore e uma falha não padronizada na coleta.

Devido a estas falhas, o aparelho determina ações corretivas a serem realizadas para minimizar os problemas detectados: substituir o rolamento da extremidade do acionamento; necessidade do balanceamento do conjunto rotativo; necessidade de uma consultoria especializada porque foi constatada uma falha não padronizada; monitoramento do rolamento da extremidade acionada do motor e verificação de vibração aumentada.

A partir disso, foi possível perceber que houve diferenças significativas nos valores e no número de falhas constatadas em comparação às análises A3 e A5. Ademais, a simulação deliberada do desbalanceamento foi percebida pelo aparelho FLUKE 810.

O resultado de quanto o desbalanceamento pode impactar em uma situação real ou em conjunto de transmissão ficou ainda mais evidenciado pela análise gráfica, conforme a Figura 29.

Figura 29 - Gráfico de vibrações para a análise A5



Fonte: Autoria própria, 2019.

Observando o gráfico da falha devido a simulação de desbalanceamento, o diagnóstico do FLUKE 810 acusou o valor mais alto entre análises realizadas (33,84 mm/s), comprovando desta forma que o desbalanceamento afeta o desempenho da máquina em uma situação real. Os dados aqui demonstrados salientam a importância de um equipamento na indústria estar corretamente balanceado e que todas as ações de ajustes mecânicos devem ser realizadas para amenizar problemas de vibrações, tais como lubrificação correta dos mancais, aperto dos parafusos de fixação dos mancais e do motor, bem como a utilização de elastômeros para amortecimento das vibrações.

5.6.7 Considerações Finais

Fazendo-se uma análise geral com todas as análises realizadas, observa-se que o maior valor de amplitude de vibração ocorreu para a situação onde se adicionou uma massa de 67,24 g, obtendo-se 35,84 mm/s. Para a vibração geral, o maior valor registrado ocorreu na análise A2, que foi realizada após os ajustes mecânicos. Dessa forma, pode-se observar que as ações de ajuste mecânico são efetivas para reduzir sensivelmente a amplitude de vibrações, no entanto, a vibração geral da bancada continua elevada, apresentando valor de 1,78 g (RMS).

Tabela 4 - Análise geral dos resultados para as diferentes situações

Análise	Situação	Amplitude de vibração (mm/s)	Vibração geral g(RMS)
A1	Realizada após montagem	Não completou a análise	
A2	Realizada após ajustes mecânicos	18,68	1,78
A3	Realizada após balanceamento	6,9	1,35
A4	Realizada com desbalanceamento deliberado com 4 conjuntos porca parafuso	Não completou a análise	
A5	Realizada com desbalanceamento deliberado com 2 conjuntos porca parafuso	35,84	1,61

Fonte: Autoria própria, 2019.

Para promover redução tanto da amplitude como da vibração geral, o balanceamento realizado com equipamento especializado é eficaz. Considerando-se o eixo balanceado, A3, houve a melhor performance em vibração da bancada didática para amplitude, onde o valor passou a ser 6,9 mm/s, o que representa uma redução de mais de 80% em relação a A5 e uma redução de mais de 60% em relação a A2. O mesmo ocorreu para a vibração geral, onde em comparação com a situação A2 houve redução de aproximadamente 25% e em relação a A5 a redução foi de 16%.

6 CONCLUSÕES

Neste trabalho foi realizado o dimensionamento e confecção dos pares de polias motora/movida e a relação de transmissão final foi 1:1,6 ; 1:2,2 e 1:2,8, devido a limitação da disponibilidade comercial desses elementos mecânicos.

Ao se realizar a simples montagem das polias na bancada de vibrações, não foi possível se obter um diagnóstico da análise de vibrações, devido aos elevados níveis de vibrações que a bancada apresentou. Isso evidencia a necessidade de se realizar ajustes em sistemas mecânicos rotativos, como lubrificação, aperto de parafusos fixadores de mancais e de motor, bem como a inserção de calços de material elastômero (borracha) para atenuar as vibrações transmitidas para a base de montagem. Estas ações possibilitaram o diagnóstico de vibrações que apresentou quatro diferentes falhas e um valor de vibração geral de 1,78 g (RMS).

Além disso, os diagnósticos realizados deixaram claro que o balanceamento dinâmico de partes mecânicas rotativas é de suma importância para sua operação segura e eficiente. Após o balanceamento o valor de vibração geral foi reduzido para 1,35 g (RMS).

Com a adição de massa no disco de desbalanceamento da bancada, que deliberadamente causa desbalanceamento, mostrou-se que excesso de massa compromete o diagnóstico de vibrações. Entretanto, evidenciou-se a possibilidade de estudar os efeitos que o desbalanceamento pode promover na bancada didática. Com a bancada desenvolvida será possível simular situações reais que ocorrem cotidianamente dentro da indústria, como o desbalanceamento e desalinhamento de eixos.

7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- Redimensionar o eixo para um diâmetro de 25,00 mm e verificar a influência de sua modificação nos níveis de vibração da bancada;
- Realizar deliberadamente o desalinhamento do acoplamento flexível, utilizar rolamentos defeituosos e folgas em mancais para verificar a influência dessas ações nos níveis de vibração da bancada;
- Utilizar os diferentes pares de polias e correias para verificar a influência da rotação nos níveis de vibração da bancada.

REFERÊNCIAS

AMORIM, M. J. **Desenvolvimento de Bancada Didático-Experimental de Baixo Custo para Aplicações em Controle Ativo de Vibrações**. 2006. 125 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Universidade Estadual de Campinas, UNICAMP, Campinas, São Paulo, 2006.

ANDRADE, A. S. **Elementos orgânicos de máquinas II**. Universidade Federal do Paraná, UFPR: 2010. Disponível em: <<http://www.madeira.ufpr.br/disciplinasalan/AT102-Aula05.pdf>> Acesso 03 mai. 2019.

ANTUNES, I.; FREIRE, M. A. C. **Elementos de Máquina**. São Paulo: Érica, 2000.

AZEVEDO, R. S. **Desenvolvimento de uma ferramenta virtual para detecção e análise de desbalanceamento em simulador de máquina rotativa**. 2017. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Automotiva) – Universidade de Brasília, Brasília, 2017. Disponível em: <http://search.ebscohost.com/login.aspx?direct=true&db=edsbas&AN=edsbas.6F35B9D7&lang=pt-br&site=eds-live&scope=site>. Acesso em: 4 dez. 2019.

BANDEIRA, G.; ABREU, G.; GIANELLI, R. **Vibração e ruído em manutenção preditiva**. 2010. 22 f. Trabalho de Curso (Disciplina de Manutenção de Frotas), Universidade Estadual Júlio de Mesquita Filho, UNESP, Bauru, São Paulo, 2010.

BARBOSA, J. P. **Elementos de Transmissão: Correias**. Instituto Federal do Espírito Santo, IFES, 2018. Disponível em: <[ftp://ftp.sm.ifes.edu.br/professores/joaopaulo/elementos%20de%20maquinas%20i/Aula_10%20-%20Modos%20de%20transmiss%E3o%20\(Correias\).pdf](ftp://ftp.sm.ifes.edu.br/professores/joaopaulo/elementos%20de%20maquinas%20i/Aula_10%20-%20Modos%20de%20transmiss%E3o%20(Correias).pdf)> Acesso em 03 mai. 2019.

BRM. **Catálogo de rolamentos de fixação rápida**. Disponível em <<http://www.rolwilson.com.br/CATALOGOS/BRM/catalogoBRM.pdf>>. Acesso em 09/07/2019.

CABRAL, R. **Análise de vibração: relatório técnico 0814**. 2015. Disponível em: <http://www.arespcj.com.br/arquivos/25638_RT_VIB_Tiete_SAMAE_COMPLETO_0814.pdf> Acesso em 04 mai. 2019.

DE MARCO, F. **Elementos de máquinas II**. Universidade Federal do Rio de Janeiro, UFRJ: 2013. Disponível em: <<http://files.professorluislopes.webnode.com.br/200000006-a05fea15a5/Correias.pdf>> Acesso em 03 mai. 2019.

ESSEL ENGENHARIA. **Aula 23:** Polias e Correias I. 2017a. Disponível em: <<https://essel.com.br/cursos/material/01/Manutencao/23manu2.pdf>> Acesso em 03 mai. 2019.

_____. **Aula 28:** Polias e Correias. 2017b. Disponível em: <<https://essel.com.br/cursos/material/01/ElementosMaquinas/aula28.pdf>> Acesso em 03 mai. 2019.

FLUKE. **Testadores de vibração e analisadores de vibração FLUKE 810.** 2019. Disponível em: <<https://www.FLUKE.com/pt-br/produto/manutencao-mecanica/analise-de-vibracoes/FLUKE-810>> Acesso em 04 mai. 2019.

GARDIM, R. **Desenvolvimento de bancada didática de análise de vibrações.** 2018. 42f. Trabalho de Conclusão de Curso (Tecnologia em Manutenção Industrial), Universidade Tecnológica Federal do Paraná, UTFPR, Guarapuava, PR, 2018. Disponível em: <http://repositorio.roca.utfpr.edu.br/jspui/handle/1/12158>> Acesso em 03 mai. 2019.

GATEC. Gestão Agroindustrial. **Análise de Vibração.** 2018. Disponível em: <http://paginapessoal.utfpr.edu.br/jmario/manutencao-mecanica/artigos/vibracoes.pdf/at_download/file> Acesso em 04 mai. 2019.

GATES, Correias industriais. Catálogo 2015. Disponível em <https://www.gatesbrasil.com.br/upload/catalogos/catalogo_correias_industriais_2015_web.pdf> Acesso em 05/07/2019.

GÓZ, R. D.; SILVA, T. C. Balanceamento de Rotores. Apostila R&T Análise de Vibrações e Balanceamento. 2013.

LINO, P. S. C. **Polias, Correias e Transmissão de Potência.** In: BLOG FATOS MATEMÁTICOS, 2013. Disponível em: <<https://www.engenharia360.com/wp-content/uploads/2013/05/PoliaseCorreias.pdf>> Acesso em 03 mai. 2019.

LUBRIMPORT. Lubrificantes especiais. Disponível em <<http://www.lubriimport.com.br/componentes/4>>. Acesso em 09/07/2019.

MADEMIL. Polias em ferro em V perfil 5V. 2016. Disponível em <https://www.operatrix.com.br/arquivos/anuncio/catalogo/catalogo_679_2017316105_611.pdf>. Acesso em 05/07/2019.

MELCONIAN, S. **Elementos de Máquinas.** 7. Ed. São Paulo: Érica, 2012.

NBR 10082. **Ensaio não destrutivo** – Análise de vibrações – Avaliação da vibração mecânica de máquinas com velocidades de operação de 600 rpm a 15 000 rpm.

2011. Disponível em: <<https://www.abntcatalogo.com.br/norma.aspx?ID=88639>> Acesso em 26/11/2019.

NEPOMUCENO, L. X. **Técnicas de manutenção preditiva**. 1. Ed. Rio de Janeiro: Blucher, 1989, 472p.

ROCHA, D. L. **Análise de vibrações em equipamentos rotativos de uma indústria alimentícia**. 2014. 130 f. Monografia (Graduação em Tecnologia em Manutenção Industrial), Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia, Campo dos Goytacazes, Rio de Janeiro, RJ, 2014.

SANTOS, F. N. **Análise das vibrações das máquinas**. 2016. Disponível em: <<https://www.pruftechnik.com/br/solucoes/aplicacoes/analise-das-vibracoes-das-maquinas.html>> Acesso em 04 mai. 2019.

SCHOLLES, C. R. **Técnicas preditivas: como a análise de óleo e de vibração se complementam**. 2018. Disponível em: <<https://www.industria40.ind.br/artigo/17111-tecnicas-preditivas-como-a-analise-de-oleo-e-de-vibracao-se-complementam>> Acesso em 02 mai. 2019.

SENAI. **Mecânica alinhamento de máquinas rotativas**. 1997. Disponível em: <<ftp://ftp.ufv.br/dta/disciplinas/tal420/2002/MANUTEN%C7%C3O/PNQC/Alinhamento.pdf>> Acesso em 03 mai. 2019.

SHIGLEY, J. E. **Elementos de Máquinas**. 3. ed. Rio de Janeiro: LTC, 1984.

SILVA, R. M. K. **Bancada didática para manutenção preditiva utilizando análise de vibrações**. 2018. 62f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica), Universidade Federal do Rio Grande do Norte, UFRGN, Natal, RN, 2018.

SILVA, E.; MENEZES, E. M. **Metodologia da pesquisa e elaboração de dissertação**. 3. Ed. Florianópolis: Laboratório de Ensino a Distância da UFSC, 2012, 118p.

SOUSA, W. S. **Desenvolvimento de um sistema aplicativo em labview para o monitoramento de máquinas rotativas com um módulo de balanceamento de rotores**. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Pará, Belém, 2005. Disponível em: <<http://bdm.unb.br/handle/10483/19747>>. Acesso em: 04 dez. 2019.

TECNIAO. **Manual de Operação: Medidor de vibrações e Balanceador Dinâmico NK600**. [s.l.] 2019. Disponível em: <<http://www.tekniao.com.br/imagens/download/manual-nk600.pdf>>. Acesso em: 04 dez. 2019.