

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DE GOIÁS  
ESCOLA DE ENGENHARIA ELÉTRICA, MECÂNICA E DE COMPUTAÇÃO  
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA  
PROJETO FINAL DE CURSO

MÁRCIO AMORIM IVO DE ASSIS

**CONSTRUÇÃO DE UMA BANCADA DIDÁTICA PARA ESTUDO DAS  
FREQUÊNCIAS CARACTERÍSTICAS DE ENGRENAGENS, ROLAMENTOS E  
DESALINHAMENTO**

Goiânia – GO

2019



**TERMO DE CIÊNCIA E DE AUTORIZAÇÃO PARA DISPONIBILIZAR  
VERSÕES ELETRÔNICAS DE TESES E DISSERTAÇÕES  
NA BIBLIOTECA DIGITAL DA UFG**

Na qualidade de titular dos direitos de autor, autorizo a Universidade Federal de Goiás (UFG) a disponibilizar, gratuitamente, por meio da Biblioteca Digital de Teses e Dissertações (BDTD/UFG), regulamentada pela Resolução CEPEC nº 832/2007, sem ressarcimento dos direitos autorais, de acordo com a Lei nº 9610/98, o documento conforme permissões assinaladas abaixo, para fins de leitura, impressão e/ou *download*, a título de divulgação da produção científica brasileira, a partir desta data.

1. Identificação do material bibliográfico:     Dissertação     Tese  
 Monografia

2. Identificação da Tese ou Dissertação:

Nome completo do autor: MARCIO AMORIM IVO DE ASSIS

Título do trabalho: **CONSTRUÇÃO DE UMA BANCADA DIDÁTICA PARA ESTUDO  
DAS FREQUÊNCIAS CARACTERÍSTICAS DE ENGRENAGENS, ROLAMENTOS  
E DESALINHAMENTO**

3. Informações de acesso ao documento:

Concorda com a liberação total do documento  SIM     NÃO<sup>1</sup>

Havendo concordância com a disponibilização eletrônica, torna-se imprescindível o envio do(s) arquivo(s) em formato digital PDF da tese ou dissertação.

Marcio Amorim Ivo de Assis  
Assinatura do(a) autor(a)<sup>2</sup>

Ciente e de acordo:

Melchior G. F. Neto  
Assinatura do(a) orientador(a)<sup>2</sup>

Data: 05 / 02 / 19.

<sup>1</sup> Neste caso o documento será embargado por até um ano a partir da data de defesa. A extensão deste prazo suscita justificativa junto à coordenação do curso. Os dados do documento não serão disponibilizados durante o período de embargo.

Casos de embargo:

- Solicitação de registro de patente;
- Submissão de artigo em revista científica;
- Publicação como capítulo de livro;
- Publicação da dissertação/tese em livro.

<sup>2</sup> A assinatura deve ser escaneada.

MÁRCIO AMORIM IVO DE ASSIS

**CONSTRUÇÃO DE UMA BANCADA DIDÁTICA PARA ESTUDO DAS  
FREQUÊNCIAS CARACTERÍSTICAS DE ENGRENAGENS, ROLAMENTOS E  
DESALINHAMENTO**

Trabalho de conclusão de curso  
apresentado como requisito parcial para  
obtenção do título de engenheiro mecânico  
na Universidade Federal de Goiás – Escola  
de Engenharia Elétrica, Mecânica e de  
Computação.

Orientador: Prof<sup>o</sup>.Dr. Marlipe Garcia  
Fagundes Neto.

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor, através do Programa de Geração Automática do Sistema de Bibliotecas da UFG.

AMORIM IVO DE ASSIS, MARCIO  
CONSTRUÇÃO DE UMA BANCADA DIDÁTICA PARA ESTUDO  
DAS FREQUÊNCIAS CARACTERÍSTICAS DE ENGRENAGENS,  
ROLAMENTOS E DESALINHAMENTO [manuscrito] / MARCIO  
AMORIM IVO DE ASSIS. - .  
f.: il.

Orientador: Prof. Dr. MARLIPE GARCIA FAGUNDES NETO.  
Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) - Universidade  
Federal de Goiás, Escola de Engenharia Elétrica, Mecânica e de  
Computação (EMC), , Goiânia, .

Bibliografia. Apêndice.

Inclui siglas, fotografias, abreviaturas, símbolos, gráfico, tabelas,  
lista de figuras, lista de tabelas.

1. Bancada. 2. Engrenagens. 3. Falhas. 4. Rolamentos. 5.  
Vibrações. I. GARCIA FAGUNDES NETO, MARLIPE, orient. II. Título.


CDU 621.03

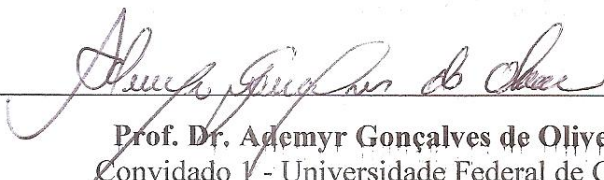
MÁRCIO AMORIM IVO DE ASSIS

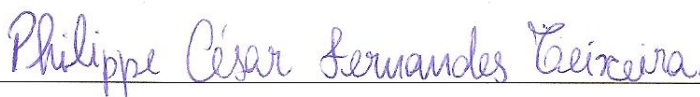
**CONSTRUÇÃO DE UMA BANCADA DIDÁTICA PARA ESTUDO DAS  
FREQUÊNCIAS CARACTERÍSTICAS DE ENGRENAGENS, ROLAMENTOS E  
DESALINHAMENTO**

Trabalho de conclusão de curso  
apresentado como requisito parcial para  
obtenção do título de engenheiro mecânico  
na Universidade Federal de Goiás – Escola  
de Engenharia Elétrica, Mecânica e de  
Computação.

Trabalho aprovado. Goiânia, 15 de julho de 2019:

  
\_\_\_\_\_  
**Prof. Dr. Marlipe Garcia Fagundes Neto**  
Orientador - Universidade Federal de Goiás

  
\_\_\_\_\_  
**Prof. Dr. Ademir Gonçalves de Oliveira**  
Convidado 1 - Universidade Federal de Goiás

  
\_\_\_\_\_  
**Prof. Msc. Philippe César Fernandes Teixeira**  
Convidado 2 - Universidade Federal de Goiás

Goiânia – GO  
2019

# AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer primeiramente a Deus por ter me dado forças e inspiração para a elaboração deste trabalho.

Aos meus pais – Márcio e Sandra – por todo suporte que me deram, por sempre acreditarem no meu potencial, por serem exemplos de pessoas em que me inspiro diariamente. Gostaria de dizer que sem o apoio de vocês, nada disso seria possível.

A minha namorada Ângela, pelo amor, carinho, companheirismo e compreensão; por estar sempre disposta a me escutar, me ajudar emocionalmente. Seu papel foi fundamental não somente neste trabalho, mas também ao longo da graduação.

Agradeço também ao meu orientador, pela paciência, dedicação, ensinamentos ao longo deste trabalho e de todo o curso. Foi por conta de seu profissionalismo e didática que eu consegui despertar o interesse pela área de projetos. Tudo começou cursando a disciplina de Elementos de Máquinas.

Aos técnicos dos laboratórios da Universidade Federal de Goiás, em especial o João Bosco por ter me ajudado profundamente na fabricação e montagem da bancada didática, por ter me indicado locais bacanas para as compras dos materiais, por ter me ajudado conciliar o que se vê na teoria com a prática.

Aos meus familiares, professores e amigos que direta ou indiretamente, contribuíram para o sucesso deste projeto.

*“Estude, enquanto eles dormem. Trabalhe, enquanto eles se divertem. Lute, enquanto eles descansam. Depois viva o que eles sempre sonharam”*

(Provérbio Japonês)

## RESUMO

A bancada é composta por um motor elétrico trifásico, um par de engrenagem, uma chapa de base em aço, três módulos em alumínio – um para cada par de mancal, três eixos em aço – sustentação da coroa, do pinhão e do futuro volante, polias de um canal e dois canais, um acoplamento flexível e um reservatório em acrílico entre as engrenagens coroa e pinhão para lubrificação. Procurou-se projetar um sistema compacto, de forma a reduzir custos e facilitar no transporte da bancada, isto é, tornar o projeto viável em termos econômicos e de espaço físico. A bancada será totalmente flexível em termos de montagem e desmontagem, permitido outras futuras combinações de elementos de máquinas, por exemplo, utilização de outros materiais de engrenagem de forma a analisar suas frequências de malha, condições de lubrificação dentre outros. Apresentou-se uma revisão bibliográfica de várias bancadas existentes, bem como uma análise de custo entre as mesmas de forma a se pontuar o quão viável é a fabricação de bancadas em relação ao mercado. Sugeriu-se futuras mudanças e ampliações da bancada e analisou-se os erros de projeto e montagem.

**Palavras- chave:** Bancada; Projeto; Elementos; Eixo; Polia; Módulo; Engrenagem; Custo; Flexível.

## ABSTRACT

The bench is made by a three-phase electric motor, a steel base sheet, three aluminum modules - one for each side of the shaft, three steel shafts - support of the crown, pinion and the future flywheel, pulleys of a channel and two channels, a flexible coupling and an acrylic reservoir between crown and pinion gears for lubrication. It has tried to design a compact system, in order to reduce the costs and to facilitate the transport of the bench, that is, to become the project feasible in terms of The bench will be totally subordinated to terms of assembly and disassembly, can be combined with other forms of machines, for example, with the use of other gear materials of one period of their knitting skills, in addition to other conditions. The presentation of a bibliographic review of several existing pages, as well as a cost analysis among the various forms of constituting as a viable reference is a market benchmark in relation to the market. He suggested that the changes and extensions of the bench and analyze the errors of design and assembly.

**Keywords:** Bench; Project; Elements; Axis; Pulley; Module; Gear; Cost; Flexible.

## LISTA DE FIGURAS

<b>Figura 1</b> – Exemplo de bancada comercial. ....	18
<b>Figura 2</b> – Perspectiva da bancada do (CAVALCANTE, 2017). ....	22
<b>Figura 3</b> – Bancada didático-experimental de (SILVA, 2012). ....	23
<b>Figura 4</b> – Bancada didático-experimental de (FINOTTI, 2015). ....	24
<b>Figura 5</b> – Perspectiva da bancada de (LIMA, 2014). ....	25
<b>Figura 6</b> – Bancada didática de (MEOLA, 2005). ....	26
<b>Figura 7</b> – Bancada didática de (GARCIA, 2005). ....	27
<b>Figura 8</b> – Modelo 1 de bancada didática do SENAI unidade Gama. ....	28
<b>Figura 9</b> – Modelo2 de bancada didática do SENAI unidade Gama. ....	28
<b>Figura 10</b> – Desbalanceamento estático (SOUSA, 2005). ....	31
<b>Figura 11</b> – Binário de desbalanceamento. ....	32
<b>Figura 12</b> – Desbalanceamento dinâmico. ....	33
<b>Figura 13</b> – Exemplificação de vibração em rotores desbalanceados. ....	33
<b>Figura 14</b> – Tipos de desalinhamento. ....	34
<b>Figura 15</b> – Exemplo de falha em engrenagens. ....	36
<b>Figura 16</b> – Partes de um rolamento. ....	36
<b>Figura 17</b> – Defeito na pista externa de um rolamento. ....	37
<b>Figura 18</b> – Engrenagens utilizadas na bancada deste projeto. ....	41
<b>Figura 19</b> -Motor utilizado na bancada deste projeto. ....	41
<b>Figura 20</b> – Correia condor A-25 635 mm. ....	42
<b>Figura 21</b> – Polia A de um canal em V. ....	42
<b>Figura 22</b> – Polia A de 2 canais em V. ....	42
<b>Figura 23</b> – Acoplamento flexível AG-50 utilizado na bancada. ....	43
<b>Figura 24</b> – Mancal de rolamento Kp002 utilizado na bancada. ....	44
<b>Figura 25</b> – Perspectiva da bancada. ....	47
<b>Figura 26</b> – Fresadora CNC disponível no LAMAF UFG. ....	49
<b>Figura 27</b> – Fresas de módulo 3 do pinhão e da coroa. ....	49
<b>Figura 28</b> – Torno CNC disponível no LAMAF UFG. ....	50
<b>Figura 29</b> – Peça lateral do reservatório em acrílico. ....	51
<b>Figura 30</b> – Máquina de laser disponível no LAMAF UFG. ....	51
<b>Figura 31</b> – Bancada proposta. ....	52
<b>Figura 32</b> – Bancada 1 da empresa A. ....	56
<b>Figura 33</b> – Bancada 2 da empresa A. ....	57
<b>Figura 34</b> – Bancada 3 da empresa B. ....	58
<b>Figura 35</b> – Bancada 4 da empresa C. ....	60
<b>Figura 36</b> – Bancada 5 da empresa D. ....	60
<b>Figura 37</b> – Bancada 6 da empresa E. ....	61

## LISTA DE FIGURAS DO APÊNDICE A

<b>Figura A1</b> - Material utilizado na fabricação dos módulos dos mancais de rolamento. ....	70
<b>Figura A2</b> - Esmeril com palhas de aço. ....	70
<b>Figura A3</b> - Rebarbas na engrenagem coroa. ....	71
<b>Figura A4</b> - Amplitude de frequências para o modo 1 de vibrar. ....	71

## LISTA DE FIGURAS DO APÊNDICE B

<b>Figura B1</b> - Desenho em conjunto. ....	72
<b>Figura B2</b> - Perspectiva da bancada. ....	73
<b>Figura B3</b> - Engrenagem pinhão. ....	74
<b>Figura B4</b> - Engrenagem coroa. ....	75
<b>Figura B5</b> - Eixo do pinhão. ....	76
<b>Figura B6</b> - Eixo coroa. ....	77
<b>Figura B7</b> - Eixo do volante. ....	78
<b>Figura B8</b> - Superfície frontal com furos do reservatório em acrílico. ....	79
<b>Figura B9</b> - Superfície frontal sem furos do reservatório em acrílico. ....	80
<b>Figura B10</b> - Superfície lateral do reservatório em acrílico. ....	81
<b>Figura B11</b> - Superfície superior do reservatório em acrílico. ....	82
<b>Figura B12</b> - Superfície inferior do reservatório em acrílico. ....	83
<b>Figura B13</b> - Base do módulo do pinhão. ....	84
<b>Figura B14</b> - Haste do módulo do pinhão. ....	85
<b>Figura B15</b> - Base do módulo da coroa e do volante. ....	86
<b>Figura B16</b> - Haste do módulo da coroa. ....	87
<b>Figura B17</b> - Haste do módulo do volante. ....	88
<b>Figura B18</b> - Chapa de base do projeto. ....	89

## LISTA DE FIGURAS DO APÊNDICE C

<b>Figura C1</b> - Plano de trabalho. ....	90
<b>Figura C2</b> - Cronograma do Plano de Trabalho. ....	91

## LISTA DE TABELAS

<b>Tabela 1</b> – Frequências do rolamento e da engrenagem.....	45
<b>Tabela 2</b> – Parâmetros e frequência crítica do eixo pinhão.....	45
<b>Tabela 3</b> – Cálculo da distância entre centro das polias.....	46
<b>Tabela 4</b> – Lista com os principais componentes da bancada.....	48
<b>Tabela 5</b> – Custo expandido da bancada.....	54
<b>Tabela 6</b> – Estudo de custos de diversas bancadas didático-experimental e comerciais.....	55
<b>Tabela 7</b> – Média dos valores comerciais e didáticos.....	55

## LISTA DE TABELAS DO APÊNDICE A

<b>Tabela A1</b> - Frequência crítica do eixo da coroa e do eixo do volante.....	69
<b>Tabela A2</b> -Propriedades do Aço 1020 conforme SolidWorks.....	69
<b>Tabela A3</b> – Frequências em 5 modos de vibrar calculados através do método de elementos finitos.....	69

## LISTA DE SÍMBOLOS

UFG – Universidade Federal de Goiás

*LAMAF – Laboratório de Materiais e Processos de Fabricação*

$\omega_{motor}$  – Rotação do motor em rpm

$Z$  – Número de dentes do pinhão ou da coroa

$f_r$  – Frequência de rotação do motor em Hz

$f_m$  – Frequência de malha do pinhão e coroa em Hz

$f_i$  – Frequência originada na pista interna do mancal de rolamento em Hz

$D$  – Distância entre os centros das esferas dos rolamentos

$d$  – Diâmetro da esfera do rolamento

$\theta$  – Ângulo de contato

$N$  – Número de elementos rolantes

$f_e$  – Frequência originada na pista externa do mancal de rolamento em Hz

$f_B$  – Frequência originada no spin do elemento girante em Hz

$f_c$  – Frequência originada pela cacarça em Hz

$f_G$  – Frequência originada pelo elemento girante em Hz

$f_{2G}$  – Frequência originada por irregularidades no elemento girante em Hz

$f_{I2}$  – Frequência originada por irregularidades na pista interna em Hz

$f_{E2}$  – Frequência originada por irregularidades na pista externa em Hz

$\omega_s$  – Frequência crítica do eixo em Hz

$l$  – Comprimento do eixo em mm

$g$  – Aceleração da gravidade

$E$  – Módulo de elasticidade

$A$  – Área da seção transversal do eixo

$\gamma$  – Peso específico

$I$  – Momento de inércia do eixo

$\theta_D$  – Ângulo de abraçamento da polia maior

$\theta_d$  – Ângulo de abraçamento da polia menor

$C$  – Distância entre centros das polias

$d_p$  – Diâmetro da polia menor

$D_p$  – Diâmetro da polia maior

$L$  – Comprimento da correia

$C_{10}$  – Carga de catálogo

$L_R$  – Vida nominal

$n_R$  – Velocidade de rotação

$F_D$  – Carga desejada

$L_D$  – Vida desejada

$n_D$  – Rotação desejada

$H$  – Potência do motor

$r$  – Raio primitivo do pinhão

$d_{AB}$  – Distância entre mancais

$d_{EG2A}$  – Distância da engrenagem ao mancal A

# SUMÁRIO

<b>1.0 INTRODUÇÃO</b> .....	17
1.1. CONTEXTUALIZAÇÃO .....	17
1.2 MOTIVAÇÃO E JUSTIFICATIVA .....	18
1.3 OBJETIVOS .....	19
1.3.1 MACROS .....	19
1.3.2 ESPECÍFICOS .....	20
1.4 ESTRUTURA DO TRABALHO .....	20
<b>2.0 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	21
2.1 BANCADA DIDÁTICA PARA TESTES E ESTUDOS DAS VIBRAÇÕES EM MÁQUINAS ROTATIVAS ACOPLADAS .....	21
2.2 BANCADA PARA ANÁLISE DE VIBRAÇÃO: ANÁLISE DE FALHAS EM MÁQUINAS ROTATIVAS .....	22
2.3 DETECÇÃO DE FALHAS EM ROLAMENTOS ATRAVÉS DE ANÁLISE DE VIBRAÇÕES .....	23
2.4 PROPOSIÇÃO DE UMA BANCADA DIDÁTICA PARA ANÁLISE DE VIBRAÇÃO EM MANUTENÇÃO PREDITIVA .....	24
2.4.1 MONITORAMENTO EM TEMPO REAL DA QUALIDADE DE SINAIS DE VIBRAÇÕES UTILIZANDO INTELIGÊNCIA ARTIFICIAL .....	25
2.4.2 ANÁLISE DE DEFEITOS EM SISTEMAS MECÂNICOS ROTATIVOS A PARTIR DA MONITORAÇÃO DE VIBRAÇÕES .....	26
2.4.3 BANCADA LOCALIZADA NO SENAI – UNIDADE GAMA .....	27
<b>3.0 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b> .....	29
3.1 MANUTENÇÃO .....	29
3.2 TIPOS DE FALHAS MECÂNICAS NOS ELEMENTOS DE MÁQUINAS .....	30
3.2.1 FALHAS DEVIDAS AO DESBALANCEAMENTO .....	30
3.2.1.1 DESBALANCEAMENTO ESTÁTICO .....	31
3.2.1.2 DESBALANCEAMENTO POR BINÁRIO .....	32
3.2.1.3 DESBALANCEAMENTO DINÂMICO .....	32
3.2.2 FALHAS DEVIDA AO DESALINHAMENTO .....	33
3.2.3 VIBRAÇÕES EM SISTEMAS DE ENGRENAGEM .....	35
3.2.4 FALHAS RELACIONADAS AOS ROLAMENTOS .....	36
3.3 VELOCIDADE CRÍTICA DO EIXO .....	39
3.4 DISTÂNCIA ENTRE CENTROS DAS POLIAS .....	39
<b>4.0 PROJETO E CONSTRUÇÃO DA BANCADA</b> .....	40
4.1 ESCOLHA DOS COMPONENTES DA BANCADA .....	40
4.2 CÁLCULOS FUNDAMENTAIS PARA O PROJETO .....	44
4.2.1 CÁLCULO DAS FREQUÊNCIAS DA ENGRENAGEM E DOS MANCAIS DE ROLAMENTO .....	44
4.2.2 CÁLCULO DA FREQUÊNCIA CRÍTICA DO EIXO .....	45

4.2.3 DISTÂNCIA ENTRE CENTROS DAS POLIAS .....	46
4.3 MODELAGEM EM SOFTWARE CAD .....	47
4.4 FABRICAÇÃO E MONTAGEM .....	48
4.5 PRODUTO FINAL .....	52
5.0 ESTUDO DE CUSTO.....	54
5.1 BANCADA 1 .....	56
5.2 BANCADA 2 .....	56
5.3 BANCADA 3 .....	57
5.4 BANCADA 4 .....	59
5.5 BANCADA 5 .....	60
5.6 BANCADA 6 .....	61
5.7 BANCADA THIAGO FINOTTI UFG 2015 .....	61
5.8 BANCADA ISRAEL LIMA UNB 2014 .....	62
<b>6.0 CONSIDERAÇÕES FINAIS .....</b>	<b>63</b>
<b>7.0 CONCLUSÃO .....</b>	<b>64</b>
7.1 SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS .....	65
<b>8.0 REFERÊNCIAS .....</b>	<b>67</b>
<b>APÊNDICE A .....</b>	<b>69</b>
<b>APÊNDICE B .....</b>	<b>72</b>
<b>APÊNDICE C .....</b>	<b>90</b>

# 1.0 INTRODUÇÃO

## 1.1. CONTEXTUALIZAÇÃO

Em um contexto em que se tem a ampla utilização de máquinas rotativas no setor industrial, o crescimento de um mercador consumidor mais exigente, a necessidade de altos índices de lucratividade, torna-se necessário a busca pela redução de custos, diminuição nos tempos de paradas indesejadas e, também, na manutenção dos níveis de produção das ferramentas.

Como o mercado está cada vez mais competitivo, o tempo de funcionamento das máquinas estão cada vez maiores, o que representa um fator propício às falhas prematuras, gargalos na produção. Assim, o incentivo ao desenvolvimento de métodos, técnicas para que se otimize o funcionamento das máquinas sem que se incorra em problemas relacionados à produção e ao funcionamento das máquinas, está cada vez maior.

Neste cenário, surge a manutenção preditiva com intuito de verificar o funcionamento dos equipamentos, predizendo a estimada vida útil dos componentes destas máquinas e propondo soluções com o intuito de alavancar a produção, evitar paradas indesejadas e falhas. Segundo (LIMA, 2014) a manutenção preditiva determina com antecedência a necessidade de intervenções para manutenção, inspeções de componentes de forma a reduzir trabalhos emergenciais não planejados, reduzindo custos e garantindo disponibilidades.

Conforme (MEOLA, 2005), paradas não programadas propiciam o crescimento de estoques de peças, aumento de custos relativos a intervenções não planejadas, redução dos níveis de produção.

Na esteira deste raciocínio, tem-se a análise de vibração como um método eficiente para promover a implementação da manutenção preditiva das máquinas rotativas, através da análise periódica do comportamento dos espectros de frequência das máquinas, bem como dos espectros característicos de cada componente – à exemplo, rolamentos, engrenagens, eixos.

Outrossim, (GARCIA, 2005) destaca que o custo para desenvolver um programa de análise de vibração está cerca de dez a cinquenta vezes do valor investido no primeiro ano de operação da indústria, ressaltando a importância de estudos mais aprofundados nesta área.

Assim, bancadas didático-experimentais estão cada vez mais sendo utilizadas por várias universidades, pois, permitem a simulação de reais através de modelos/protótipos reduzidos.

De acordo com (AMORIM, 2006), essas bancadas são utilizadas didaticamente para avaliar conceitos e validar modelos teóricos, de tal forma que grandes esforços são empregados por universidades, empresas e diversos países para desenvolvê-las e empregá-las nos currículos de vários cursos.

Nota-se, logo, que tais bancadas também possuem um viés de formação acadêmica, isto é, promovem ao aluno a oportunidade de verificar, na prática, conceitos apresentados em teoria, permitindo o desenvolvimento da capacidade de abstração; um maior contato com os elementos de máquinas que compõem a bancada.

## 1.2 MOTIVAÇÃO E JUSTIFICATIVA

Conforme cita (LIMA, 2014), há poucas bancadas didáticas no mercado voltadas ao ensino de engenharia, de forma que se tenha um controle por parte de um grupo de pequenas empresas que as confeccionam e vendem a preços elevados e, de acordo com a complexidade da bancada, muitas são importadas. Pode-se exemplificar uma bancada didático-experimental vendida no mercado na Fig.1.

**Figura 1** – Exemplo de bancada comercial.



Fonte: ARMSFIND. Disponível em: < <https://armsfind.com.br/bancadas-didaticas/equipamentos-de-controle-processos-e-automacao/conjunto-didatico-para-analise-de-alinhamento-de-eixos-e-vibracao/> >

Com alternativa a isso, torna-se comum o desenvolvimento de protótipos à custos reduzidos por parte dos estudantes conjuntamente com as universidades. Além disso, falhas mecânicas são frequentemente encontradas em quase todos os campos de atuação do engenheiro mecânico, reforçando a necessidade e importância de estudos voltados à prevenção dessas.

Tendo por base este raciocínio, motivou-se a elaboração do projeto bem como a construção de uma bancada didática para análise de falhas por meio de vibração que possibilitará o estudo de diversos elementos de máquinas – rolamentos, engrenagens, eixos, polias, correias, acoplamento flexível, bem como suas falhas, frequência de malha, lubrificação, espectro de frequência.

A bancada fará parte do curso de engenharia mecânica da Universidade Federal de Goiás, possibilitando aos discentes um estudo mais efetivo nas disciplinas de Elementos de Máquinas, Vibrações dos Sistemas Mecânicos, Desenho de Máquinas, Desenho Técnico Mecânico, Instrumentação – no que tange à parte de captação das frequências por meio de acelerômetros, sensores – Manutenção Industrial, Dinâmica das Máquinas, Projeto de Sistemas Mecânicos, dentre outras possivelmente correlatas.

Poderá, também, servir de auxílio a projetos de graduação, extensão em diferentes áreas de pesquisas, iniciação científica.

## 1.3 OBJETIVOS

### 1.3.1 MACROS

Projetar e construir uma bancada didático-experimental que contemple um motor elétrico, três eixos de rotação, um par de engrenagem pinhão e coroa, polias de um e dois canais, acoplamento flexível, mancais de rolamento, módulo de acrílico para o estudo de lubrificação e chapa de base para sustentar os componentes. A bancada atenderá estudos de análise de falhas por meio de vibração. As condições de operação serão impostas pelo próprio operador, de forma que se possa caracterizar desalinhamento, desbalanceamento, desgaste nas pistas dos rolamentos, desgastes nos dentes das engrenagens, dentre outros aspectos que podem ser combinados ou implementados – lubrificação, por exemplo.

### 1.3.2 ESPECÍFICOS

- Comparar a bancada proposta mediante análise de diversas outras bancadas contempladas no mercado e em outras instituições;
- Dimensionar os componentes da bancada didática;
- Fabricação e montagem da bancada através de recursos próprio e do LAMAF/UFG;
- Analisar os custos da bancada;
- Analisar possíveis erros de projeto e montagem;
- Sugestões de melhoria para trabalhos futuros;
- Conceituar as principais falhas mecânicas presentes nos diversos elementos de máquinas;

### 1.4 ESTRUTURA DO TRABALHO

No capítulo 2 falar-se-á da revisão bibliográfica, onde será mostrado várias bancadas já projetadas e construídas; o capítulo 3 apresenta a fundamentação teórica que foi utilizada para o projeto em questão; no capítulo 4 será mostrado o projeto da bancada bem como o passo a passo de sua elaboração através do Laboratório de Materiais e Processos de Fabricação da Universidade Federal de Goiás – LAMAF UFG; no capítulo 5 tem-se os custos de diversas bancadas implementadas em outras instituições, bem como o que se incorreu na confecção desta; no capítulo 6 tem-se as considerações finais acerca do projeto. Por fim, tem-se as conclusões, referências, anexos e apêndices deste trabalho.

## 2.0 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo será feita uma análise acerca de diversos projetos de bancadas didáticas para análise de falha por meio de vibração.

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

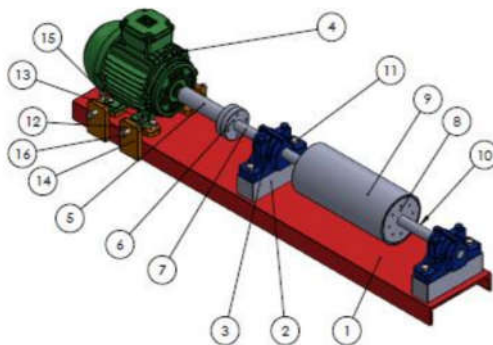
Tal bancada foi projetada por (CAVALCANTE, 2017) fruto de uma dissertação de mestrado. Segundo o autor, ela promoverá diversas simulações de alinhamento e desbalanceamento permitindo uma avaliação do comportamento dinâmico de máquinas. Portanto, não se trata de uma bancada comercial, mas sim, didático-experimental.

Antes da fabricação, utilizou-se de um software de desenho CAD, o SolidWorks para analisar previamente as funcionalidades, os materiais dos componentes da bancada, especificações de projeto. A mesa suporte, ainda segundo o autor, foi posta de forma separada da bancada de forma a conter possíveis alterações futuras e melhorias.

Teve-se um cuidado com a frequência natural da mesa suporte para que ela não entrasse em ressonância após o funcionamento da bancada. Neste contexto, elevou-se a mesa adicionando amortecimento em seus pés.

A bancada em questão é composta por um motor elétrico de indução, um inversor de frequência, acoplamento, dois mancais de rolamento, um elemento dotado de furos para a imposição de massas de desbalanceamento e um dispositivo para desalinhamento. Pode-se conferir uma perspectiva da bancada na Fig.2.

**Figura 2** – Perspectiva da bancada do (CAVALCANTE, 2017).



Fonte: (CAVALCANTE, 2017).

O autor cita como vantagens o baixo custo da bancada – aproximadamente R\$ 7.000,00- em relação aos valores de mercado – por volta de, segundo ele, R\$ 23.850,00; utilização sem restrições para fins didáticos; bancada multifuncional; permite futuras melhorias; presença de dispositivo para auxiliar no nivelamento da bancada; possuir dispositivo para alterar a rotação do motor dentre outras.

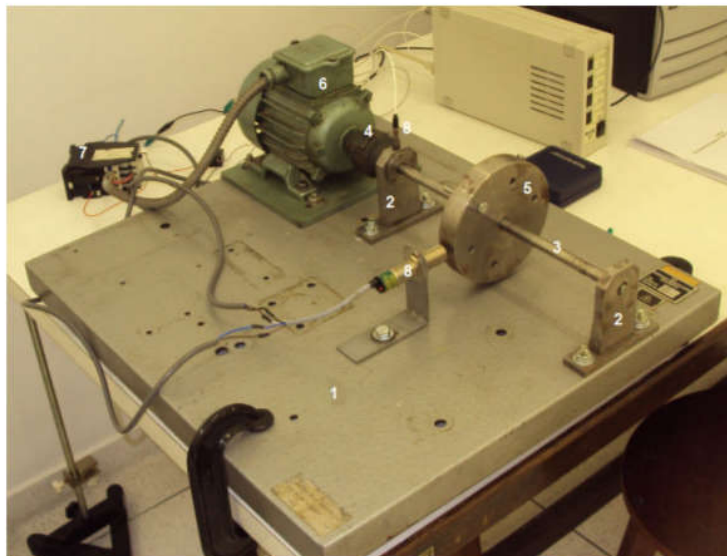
Como crítica pode-se inferir a baixa complexidade da bancada, isto é, em termos de elementos de máquinas é simples, não contemplando uma gama de experimentos envolvidos com esses componentes – engrenagens, rodas dentadas, correias, correntes, mancais de deslizamento, lubrificação e afins.

## 2.2 BANCADA PARA ANÁLISE DE VIBRAÇÃO: ANÁLISE DE FALHAS EM MÁQUINAS ROTATIVAS

Para (SILVA, 2012), o projeto reflete um sistema para acionamento, aquisição e análise de uma bancada de ensaio de vibração em máquinas rotativas. O sistema é composto por uma bancada com um motor fixo a uma plataforma na qual o eixo está acoplado juntamente com um rotor. Este pode sofrer desbalanceamento através da inserção de massas.

Mensura-se a rotação do eixo-motor por meio de um sensor indutivo enquanto as vibrações nos mancais são captadas através de um acelerômetro. A autora utilizou-se do LabVIEW para fazer a aquisição dos dados. A bancada pode ser vista na Fig.3.

**Figura 3** – Bancada didático-experimental de (SILVA, 2012).



Fonte: (SILVA, 2012).

Ela é composta por um motor elétrico, um disco de desbalanceamento, acoplamento flexível, contator, sensores, eixo, mancais de deslizamento e uma placa de base.

Em termos de vantagens, segundo a própria autora, tem-se a possibilidade de se realizar a aquisição de dados para situações de funcionamento normal e para também para falhas simuladas, isto é, pode-se empregar os mais diversos tipos de falhas, como ela cita: desbalanceamento, desalinhamento, defeitos nos rolamentos dentre outros.

Uma outra vantagem, ainda conforme (SILVA, 2012), está no fato de ser uma ferramenta didática, possibilitando aos discentes do curso de engenharia mecânica da Unitau, bem como de cursos com matérias correlatas, a sua utilização para exemplificar os conteúdos expostos em aulas teóricas.

## 2.3 DETECÇÃO DE FALHAS EM ROLAMENTOS ATRAVÉS DE ANÁLISE DE VIBRAÇÕES

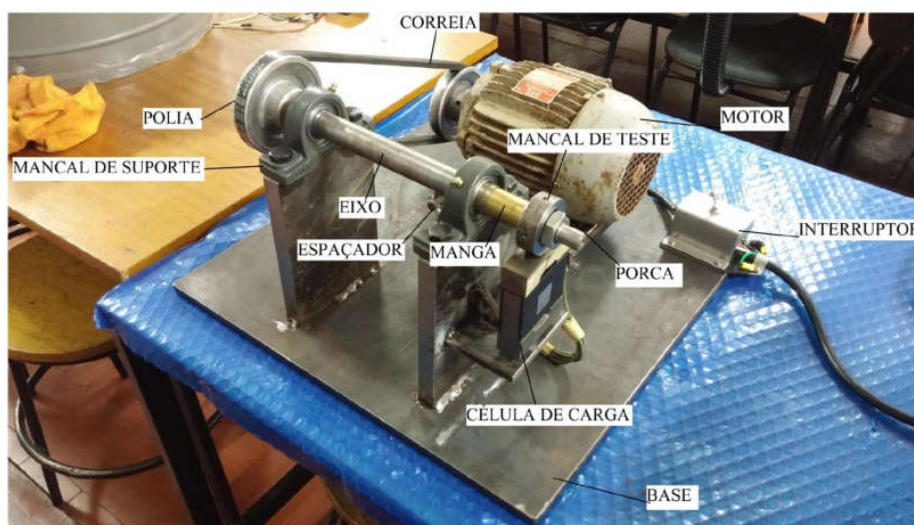
Este projeto é mais específico para os tipos de falhas em rolamentos. Todavia, serviu de modelo para a confecção deste projeto, pois, além de estudar as falhas em rolamentos por meio de análise de vibração, apresenta o projeto da bancada, bem como dos componentes de máquinas inseridos.

Segundo o autor, FINOTTI [3], a bancada consiste em definir o espectro de frequência do sistema como todo em perfeitas condições de funcionamento. Posteriormente, ao induzir falhas nos rolamentos – nas pistas externas e/ou internas – analisar a alteração no espectro da frequência, para assim poder caracterizar os efeitos de falhas em rolamentos.

Ainda conforme (FINOTTI, 2015), um dos principais objetivos da bancada é desenvolver um sistema que possibilite uma fácil montagem e desmontagem do rolamento de teste.

A bancada é composta por duas polias, um eixo, uma correia, um motor elétrico, mancais de teste, dois mancais de suporte, célula de carga e uma base de aço para sustentação de todo o sistema – Fig.4.

**Figura 4** – Bancada didático-experimental de (FINOTTI, 2015).



Fonte: (FINOTTI, 2015).

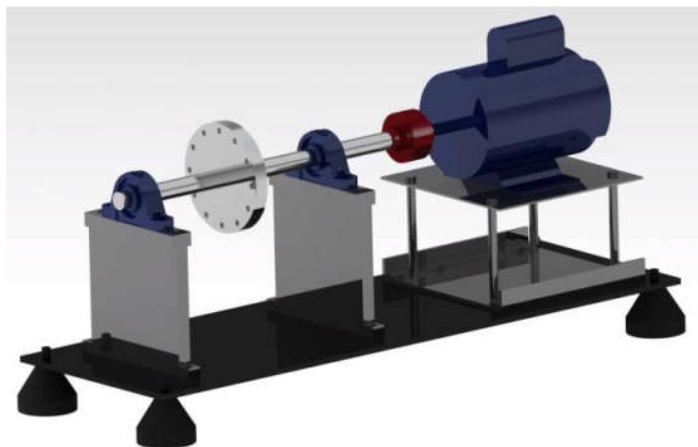
Algumas desvantagens podem ser citadas, tais como: robustez da bancada, peso elevado dado a espessura da chapa de base somado aos outros componentes, difícil ampliação, não atende uma grande quantidade de elementos de máquinas.

## 2.4 PROPOSIÇÃO DE UMA BANCADA DIDÁTICA PARA ANÁLISE DE VIBRAÇÃO EM MANUTENÇÃO PREDITIVA

O projeto de (LIMA, 2014) partiu da modelagem utilizando ferramenta CAD – Computed Aided Design – utilizando o software Catia. A bancada é composta por um motor elétrico ligado diretamente a um eixo de rotação através de um acoplamento elástico; dois

suportes, dois mancais de rolamento, volante de inércia onde coloca-se as massas para desbalanceamento. Segundo o autor, o desalinhamento é empregado por meio de regulagens no suporte do motor. A representação da bancada pode ser vista na Fig.5.

**Figura 5** – Perspectiva da bancada de (LIMA, 2014).



Fonte: (LIMA, 2014).

A proposta da bancada é o estudo da indução controlada dos principais defeitos recorrentes em máquinas rotativas, como desalinhamento, desbalanceamento e defeito em rolamento. Segundo o autor, representa uma oportunidade para o desenvolvimento de estudos na área, servindo como base prática para outros estudantes.

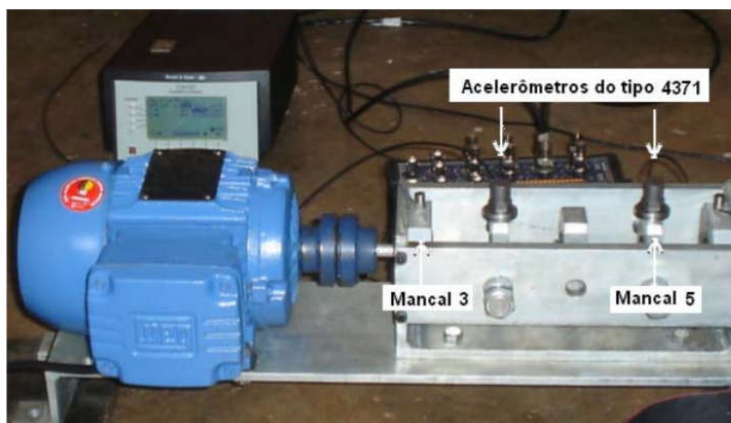
O autor ainda destaca várias outras bancadas didático-experimentais que são transpostas neste capítulo por sua relevância.

#### 2.4.1 MONITORAMENTO EM TEMPO REAL DA QUALIDADE DE SINAIS DE VIBRAÇÕES UTILIZANDO INTELIGÊNCIA ARTIFICIAL

Trata-se de uma dissertação de mestrado que pode ser conferida em (MEOLA, 2005). Nela contém o projeto de uma bancada composta por um motor elétrico, acoplamento flexível, apoio para eixos e mancais de rolamento.

O objetivo da bancada está em monitorar os sinais de vibrações dos mancais de rolamentos. Trata-se de uma bancada simples. Pode ser conferida em Fig.6.

**Figura 6** – Bancada didática de (MEOLA, 2005).



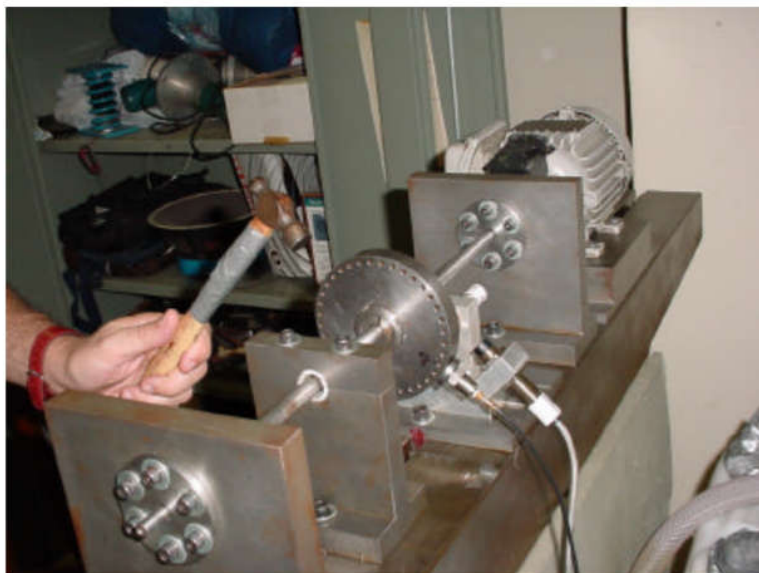
Fonte: (MEOLA, 2005).

Nota-se que o uso do acoplamento facilita o acionamento do eixo, evitando, portanto, polias, engrenagens para a transmissão de movimento. Desta forma, de acordo Fig.6, observa-se uma bancada compacta, porém, de difícil expansões futuras,

#### 2.4.2 ANÁLISE DE DEFEITOS EM SISTEMAS MECÂNICOS ROTATIVOS A PARTIR DA MONITORAÇÃO DE VIBRAÇÕES

O projeto de (GARCIA, 2005) teve o objetivo de investigar o efeito da folga radial interna no mancal de rolamento e da força desbalanceada na reposta dinâmica de um rotor horizontal. A bancada é composta por módulos de sustentação, motor elétrico, rolamentos e um disco de desbalanceamento. A bancada pode ser conferida na Fig.7.

**Figura 7** – Bancada didática de (GARCIA, 2005).



Fonte: (GARCIA, 2005).

Este projeto fundamentou a alocação dos componentes de máquina ao longo da bancada de (LIMA, 2014).

### 2.4.3 BANCADA LOCALIZADA NO SENAI – UNIDADE GAMA – DISTRITO FEDERAL

De acordo (LIMA, 2014) em visita técnica ao SENAI da unidade Gama, houve a apresentação de dois modelos distintos de bancadas didáticas e que apresentavam diferentes funcionalidades.

O primeiro modelo – Fig.8, é voltado para indução de efeitos de desalinhamento e desbalanceamento de forma que o usuário consiga anular ou reduzir bastante estes efeitos. Trata-se de uma bancada simples composta por motor elétrico, eixo, acoplamento, mancal e dois volantes de massa.

**Figura 8** – Modelo 1 de bancada didática do SENAI unidade Gama.



Fonte: (LIMA, 2014).

O segundo modelo – Fig.9, retrata uma bancada com um bom grau de acabamento, constituindo-se de um sistema para análise de vibrações em eixos rotativos. Observa-se que é uma bancada mais complexa, sendo composta por mancais de rolamento, motor elétrico, polias e correia – para transmissão de movimento do motor elétrico; eixo de rotação bipartido com um acoplamento como elemento intermediador, e um volante de massa.

**Figura 9** – Modelo2 de bancada didática do SENAI unidade Gama.



Fonte: (LIMA, 2014).

## 3.0 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

### 3.1 MANUTENÇÃO

A maneira conforme se utiliza um equipamento dita os vários tipos de manutenções existentes, os quais os mais importantes podem ser sintetizados:

- Manutenção Corretiva Não Planejada;
- Manutenção Corretiva Planejada;
- Manutenção Preventiva;
- Manutenção Preditiva;

De forma sucinta, de acordo com (KARDEC, 2009), a manutenção corretiva é a atuação para a correção da falha ou do desempenho menor do que o esperado. Não se trata necessariamente de uma manutenção de emergência. Pode ser dividida em planejada ou não planejada. A primeira é a correção do desempenho menor do que o esperado ou correção da falha por decisão gerencial. A segunda é a correção de falha de maneira aleatória.

A manutenção preventiva é a atuação realizada de forma a reduzir ou evitar a falha ou queda no desempenho, respeitando planos de manutenção previamente elaborados em intervalos de tempo bem definido.

A manutenção preditiva – um dos maiores benefícios propiciados por projetos de bancadas didático-experimentais de análise de falhas por meio de vibrações, e portanto, será mais detalhada por ser de suma importância e correlata com o projeto – ainda segundo (KARDEC, 2009), é a atuação realizada com base na modificação de parâmetros de condição ou desempenho, cujo o acompanhamento obedece a sistemática.

É através de técnicas preditivas que se faz o monitoramento da condição e ação de correção através da manutenção corretiva planejada. Seu objetivo é prevenir falhas nos equipamentos ou sistemas através de acompanhamentos de parâmetros diversos, permitindo a operação contínua do equipamento pelo maior tempo possível – (KARDEC, 2009).

Este tipo de manutenção tem a vantagem de privilegiar a disponibilidade do equipamento, pois, é realizada com o equipamento em funcionamento. Quando o limiar de degradação é atingido, faz-se a intervenção.

Conforme cita (KARDEC, 2009), as condições básicas para se adotar a Manutenção Preditiva, são:

- O equipamento, o sistema ou a instalação devem permitir algum tipo de monitoramento/medição.
- O equipamento, o sistema ou a instalação devem merecer esse tipo de ação, em função dos custos envolvidos.
- As falhas devem ser oriundas de causas que possam ser monitoradas e ter sua progressão acompanhada.
- Seja estabelecido um programa de acompanhamento, análise e diagnóstico, sistematizado.

Como benefício da implementação da manutenção preditiva, (KARDEC, 2009) cita que se tem a redução significativa de falhas catastróficas em equipamentos; a ocorrência de falhas não esperadas fica reduzida proporcionando aumento na segurança pessoal e da instalação; redução nas paradas não planejadas/inesperadas da produção

Este tipo de manutenção tem a vantagem de privilegiar a disponibilidade do equipamento, pois, é realizada com o equipamento em funcionamento. Quando o limiar de degradação é atingido, faz-se a intervenção.

## 3.2 TIPOS DE FALHAS MECÂNICAS NOS ELEMENTOS DE MÁQUINAS

### 3.2.1 FALHAS DEVIDAS AO DESBALANCEAMENTO

A determinação do desbalanceamento em máquinas, segundo (NEPOMUCENO, 1999), é sempre feita por meio de análise de vibrações. Caso o desbalanceamento apareça de forma crescente ao longo do tempo de operação, provavelmente será devido à deposição de partículas e/ou desgaste.

Caso o desbalanceamento se apresente de forma repentina, pode significar o rompimento de um componente. Ainda conforme (NEPOMUCENO, 1999), para a manutenção considera-se desbalanceamento:

- Desbalanceamento de massa: defeito gerado pela concentração de massa ao longo de um eixo de rotação, deslocando o centro de gravidade. É um efeito produzido por forças

centrífugas provocando vibrações excessivas do rotor. Deve ser evitado para evitar falhas por desgaste em outros componentes – mancais, rolamentos por exemplo.

- Eixo torto;
- Motor com rotor excêntrico;

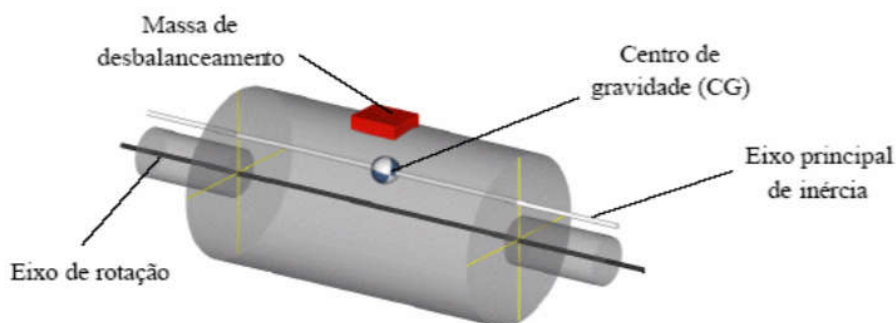
De acordo com (SOUSA, 2005), sempre existirá algum desbalanceamento que provocará vibrações que tendem a danificar as estruturas das máquinas, dos rotores, mancais, qualidade e rendimento. As fontes mais comuns de desbalanceamento são, dentre outros:

- Fundição e/ou configurações assimétricas;
- Inclusões ou vazios em peças laminadas, forjadas ou fundidas;
- Corrosão;
- Incrustação;
- Mancais não concêntricos;

### 3.2.1.1 DESBALANCEAMENTO ESTÁTICO

O desbalanceamento estático, surge em função do deslocamento do eixo principal de inércia do rotor em relação ao eixo de rotação – porém, permanece paralelo a este, Fig.10. Por conta da excentricidade, incorre-se em força centrífuga.

**Figura 10** – Desbalanceamento estático (SOUSA, 2005).



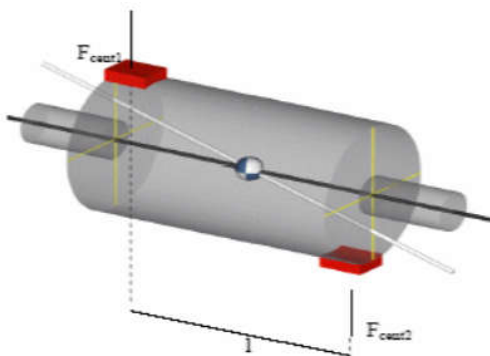
Fonte: (SOUSA, 2005).

Para fazer a correção, (SOUSA, 2005) cita que, deve-se mover o centro de gravidade em direção ao eixo de rotação do motor. Isso é feito com a imposição ou retirada de massas diametralmente opostas ao ponto de desbalanceamento.

### 3.2.1.2 DESBALANCEAMENTO POR BINÁRIO

Ocorre quando o eixo principal de inércia intercepta o eixo de rotação tendo como ponto de interseção o centro de gravidade. Neste caso tem-se a inclinação do eixo principal de inércia e não o seu descolamento como supracitado em 3.2.1.1 – Fig.11.

**Figura 11** – Binário de desbalanceamento.



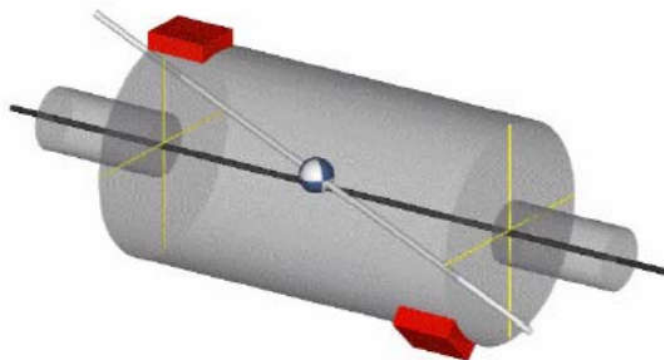
Fonte: (SOUSA, 2005).

Em termos de correção, não se faz apenas com uma massa, mas sim, com duas devendo cada uma anular o efeito das massas de desbalanceamento. Portanto, é necessário a indução de um outro binário para permitir a igualdade dinâmica – somatório de forças e momentos igual a zero.

### 3.2.1.3 DESBALANCEAMENTO DINÂMICO

Neste caso, o eixo principal de inércia não encontra o eixo de rotação. Trata-se do caso mais recorrente em termos de desbalanceamento. As massas estão deslocadas em ângulos diferentes de  $180^\circ$ , como pode ser visto na Fig.12.

**Figura 12** – Desbalanceamento dinâmico.



Fonte: (SOUSA, 2005).

Como exemplo de vibração em rotores desbalanceados, tem-se a Fig.13 adaptada de (SOUSA, 2005).

**Figura 13** – Exemplificação de vibração em rotores desbalanceados.



Fonte: (SOUSA, 2005).

Em termos de correção, não se faz apenas com uma massa, mas sim, com duas devendo cada uma anular o efeito das massas de desbalanceamento. Assim, é necessário a indução de um outro binário para permitir a equivalência dinâmica.

### 3.2.2 FALHAS DEVIDA AO DESALINHAMENTO

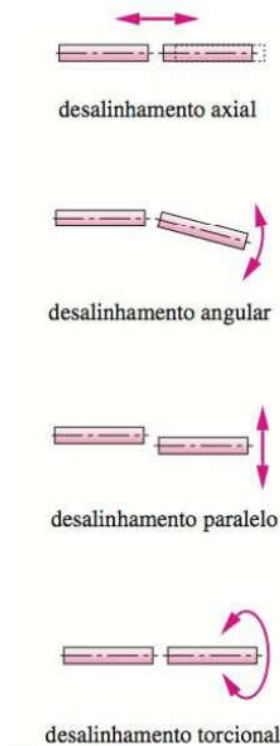
Assim como o desbalanceamento, o desalinhamento também origina vibrações. No desalinhamento, segundo (NEPOMUCENO, 1999), pode originar frequências de vibrações correspondentes ao dobro ou triplo das frequências de rotação do motor.

O desalinhamento é verificado pela observação da relação entre amplitudes de vibração axiais e radiais. Conforme (NEPOMUCENO, 1999), quando as vibrações axiais apresentarem

uma amplitude superior a uma vez e meia a amplitude das vibrações radiais, existe grande possibilidade de estar ocorrendo um desalinhamento.

Ainda conforme o autor, existem basicamente dois tipos de desalinhamento: o paralelo e o angular – Fig.14.

**Figura 14** – Tipos de desalinhamento.



Fonte: (NORTON, 2004).

O desalinhamento radial está relacionado com as frequências de rotação e do dobro da rotação do eixo; as amplitudes se processam predominantemente no plano radial, com uma defasagem de  $180^\circ$ . No desalinhamento angular, identifica-se frequências correspondentes a uma vez e duas vezes a rotação do eixo; a vibração é dominante no plano axial, com defasagem de  $180^\circ$ .

Na prática, quando se tem o efeito do desalinhamento, ele aparece de forma combinada, isto é, tanto angular como radial.

### 3.2.3 VIBRAÇÕES EM SISTEMAS DE ENGRENAGEM

As vibrações bem suas intensidades dependem de uma série de fatores. Estes fatores foram sintetizados por (NEPOMUCENO, 1999) da seguinte forma:

- Influência do projeto: tipo de engrenagem; geometria dos dentes; carga unitária sobre os dentes; rolamentos; materiais utilizados.
- Influência na fabricação: precisão; acabamento superficial dos dentes; carga unitária sobre os dentes; rolamentos; materiais utilizados;
- Influência na operação: velocidade crítica; ressonância natural; condições ambientais; lubrificação; montagem da caixa que contém o sistema de engrenagens.

O conjunto de engrenagens deve apresentar entre cada par, um dente “caçador”, permitindo uma relação não inteira entre os números de dentes de cada par de engrenagens- (NEPOMUCENO, 1999).

A frequência devida ao contato dos dentes e as frequências de malha são normalmente as que predominam nos conjuntos de engrenagens.

As formulações para as frequências são exibidas nas Eqs. (1) e (2).

$$f_r = \frac{\omega_{motor}}{60} \quad (1)$$

$$f_m = \frac{Z}{f_r} \quad (2)$$

Onde  $f_r$  trata-se da frequência rotacional do eixo em Hz;  $f_m$  é a frequência de malha do pinhão ou coroa;  $Z$  é o número de dentes do pinhão ou da coroa

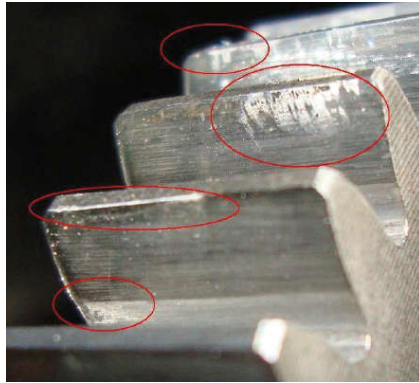
Aplica-se a manutenção preditiva e preventiva para poder conter os defeitos mais comuns associados à engrenagem. Tais são citados por (NEPOMUCENO, 1999):

- Desbalanceamento das partes móveis;
- Erro de transmissão estática;
- Desalinhamento;
- Dentes estragados;

- Variações de torque;
- Turbulência no filme do óleo.

Um exemplo de falha em engrenagens pode ser vista na Fig.15

**Figura 15** – Exemplo de falha em engrenagens.



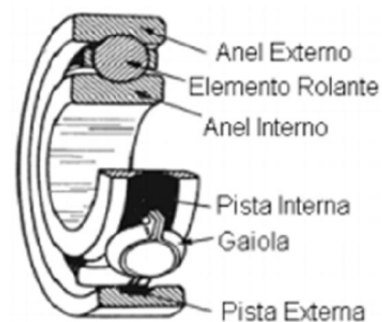
Fonte: MHF – Manutenção Preditiva. Disponível em: <<http://www.mhfpreditiva.com.br/site/pagina/16>>

### 3.2.4 FALHAS RELACIONADAS AOS ROLAMENTOS

Rolamentos são componentes de máquinas que permitem movimento relativo entre duas ou mais superfícies em contato. São compostos por elementos rolantes como esferas, roletes, pistas de rolagem - interna e externa – e a gaiola.

As pistas servem para acoplar o eixo e o mancal, ao passo que os elementos rolantes têm a função de suportar a carga aplicada ao eixo, além de reduzir o atrito. A gaiola tem a função de manter a distância entre os elementos rolantes de forma a homogeneizar a distribuição de cargas. Pode-se conferir a estrutura de um rolamento na Fig.16.

**Figura 16** – Partes de um rolamento.



Fonte: (FINOTTI, 2015).

Ainda segundo o autor, (FINOTTI, 2015), destaca as principais fontes de falha em rolamentos:

- Lubrificação inadequada;
- Montagem inadequada;
- Retentores inadequados;
- Contaminação do lubrificante;
- Desalinhamento;
- Passagem de corrente elétrica;
- Vibrações externas;
- Defeitos de fabricação
- Fadiga.

Um exemplo de defeito em rolamento pode ser visto na Fig.17.

**Figura 17** – Defeito na pista externa de um rolamento.



Fonte: Análise de Falhas em Rolamento. Disponível em: <  
<http://www.wrhpreditiva.com.br/AnalisedeRolamentos.htm>>

Os rolamentos estão sujeitos a falha por fadiga já que são submetidos a esforços alternados, tensões cíclicas de cisalhamento.

Segundo (NEPOMUCENO, 1999), as frequências que aparecem nas vibrações dos rolamentos podem ser previstas e calculadas. Neste sentido ele expõe várias formulações para os cálculos das frequências de vibrações de rolamentos as quais foram utilizadas para uma prévia seleção do rolamento. As frequências podem ser conferidas nas Eqs (3) a (10).

- Frequência originada na pista interna:

$$f_i = \frac{f_o}{2} * N * \left( 1 + \frac{d}{D} * \cos \theta \right) \quad (3)$$

- Frequência originada na pista externa:

$$f_e = \frac{f_o}{2} * N * \left( 1 - \frac{d}{D} * \cos \theta \right) \quad (4)$$

- Frequência originada no spin do elemento girante:

$$f_B = \frac{f_o * D}{d} * N * \left( 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^2 * \cos \theta \right) \quad (5)$$

- Frequência originada pela carcaça:

$$f_C = \frac{f_o}{2} * \left( 1 - \frac{d}{D} * \cos \theta \right) \quad (6)$$

- Frequência originada pelo elemento girante:

$$f_G = \left( \frac{D - d}{D} \right) * f_o \quad (7)$$

- Frequência originada por irregularidade no elemento girante:

$$f_{2G} = 2 * f_r * \left( \frac{D + d}{D} \right) * \left( \frac{D - d}{d} \right) \quad (8)$$

- Frequência originada por irregularidades na pista interna:

$$f_{I2} = (f_o - f_G) * N \quad (9)$$

- Frequência originada por irregularidades na pista externa:

$$f_{E2} = f_G * N \quad (10)$$

$f_o$  é a frequência provocada pelo eixo, segundo (NEPOMUCENO, 1999) está presente no desbalanceamento, apresentando influência desprezível;  $f_B$  é a frequência do spin do elemento girante;  $f_G$  é a frequência originada pelo elemento girante, segundo (NEPOMUCENO, 1999) é originada por irregularidade (microcaverna ou indentação) no elemento girante ou nas pistas;  $f_{2G}$  é a frequência originada por irregularidade no elemento girante, é devido aos choques com a pista interna e externa alternadamente;  $f_{I2}$  é a frequência originada por irregularidades na pista interna;  $f_{E2}$  é a frequência originada por irregularidades na pista externa, segundo (NEPOMUCENO, 1999), facilmente presente quando há variações da rigidez em torno assentamento do rolamento.

### 3.3 VELOCIDADE CRÍTICA DO EIXO

De acordo com (BUDYNAS, 2011), quando eixo está girando a excentricidade causa uma deflexão por força centrífuga, que é suportada pela rigidez transversal do eixo. Em certas velocidades o eixo instável, com deflexões aumentando se um limite superior. Desta forma, o eixo possui uma velocidade crítica de operação por causa de sua própria massa e geometria.

Neste contexto, com o intuito de estimar a velocidade crítica do eixo, uma boa aproximação é formulação proposta por (BUDYNAS, 2011) – Eq.(11).

$$\omega_s = \left(\frac{\pi}{l}\right)^2 * \sqrt{\frac{g * E * I}{A * \gamma}} \quad (11)$$

$g$  é a aceleração da gravidade;  $l$  é o comprimento do eixo;  $E$  é o módulo de elasticidade do material;  $I$  é o momento de inércia do material;  $A$  é a seção transversal do eixo;  $\gamma$  é o peso específico do material.

### 3.4 DISTÂNCIA ENTRE CENTROS DAS POLIAS

De acordo com (BUDYNAS, 2011), tem-se a eq.(13) para a distância entre os centros das polias.

$$L = [(4 * C^2) - (Dp - dp)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{2} * (Dp * \theta_D + dp * \theta_d) \quad (12)$$

Onde,

$$\theta_d = \pi - 2 \sin^{-1} \left( \frac{Dp - dp}{2C} \right) \quad (13)$$

$$\theta_D = \pi + 2 \sin^{-1} \left( \frac{Dp - dp}{2C} \right) \quad (14)$$

$L$  é o comprimento da correia;  $C$  é a distância entre centros das polias;  $Dp$  é o diâmetro da polia coroa;  $dp$  é o diâmetro da polia pinhão;  $\theta_d$  e  $\theta_D$  são os ângulos de abraçamento das polias pinhão e coroa, respectivamente.

## 4.0 PROJETO E CONSTRUÇÃO DA BANCADA

No intuito de se projetar uma bancada didático-experimental buscou-se um estudo sobre várias bancadas já existente em outras universidades e no próprio mercado. Tal pesquisa foi de suma importância na medida que serviu de orientação para este projeto, de forma que, com modelos já existentes, buscou-se aprimorar e ampliar o campo de aplicação que estas atuam.

Logo, procurou-se dimensionar uma bancada que atendesse vários fatores que influenciam na análise de vibração, isto é, desalinhamento, desbalanceamento, engrenagens, mancais de rolamento, polias e correias, lubrificação dentre outros.

Buscou-se também criar um projeto que pudesse, futuramente, ser melhorado para que novos ensaios sejam contemplados. Desta forma, contemplar espaços para futuras expansões, boa flexibilidade em termos de montagem e desmontagem.

Além disso, fez-se necessário tomar certas precauções quanto: espaço físico da bancada-ser o mais compacto possível e de baixo peso para facilitar o seu transporte entre os laboratórios da UFG; custo baixo para que possa facilmente ser replicada por outras instituições, alunos etc, e também atender ao orçamento do discente visto que a maioria dos materiais não seriam fornecidos pela universidade.

Portanto, pode-se concluir de forma sucinta que, se trata de um projeto que visa analisar falhas por meio de análise de vibração, contemplando diversos elementos de máquinas que influenciam de forma direta nos espectros das frequências do sistema como um todo, atendendo à possibilidade de futuras expansões, sendo compacta e de baixo custo.

### 4.1 ESCOLHA DOS COMPONENTES DA BANCADA

Conhecidos os objetivos do projeto da bancada, procedeu-se a escolha de seus componentes. Assim, optou-se duas engrenagens de dentes retos, três eixos escalonados, um motor elétrico trifásico, seis mancais de rolamento, polias e correias, acoplamento flexível, reservatório para lubrificante e uma chapa de base em aço para sustentação da bancada.

Como as engrenagens seriam fabricadas no LAMAF UFG – mais barato do que comprá-las no mercado – ficou-se limitado em termos de variedades de engrenagens. Portanto, optou-se por engrenagens de módulo 3 mm/dente 45 dentes e 21 dentes – coroa e pinhão respectivamente. O material utilizado foi tecnil, pois, além de ser relativamente fácil de induzir

defeitos, apresenta baixo peso específico, alta resistência ao desgaste e abrasão, ponto de fusão elevado, grande resistência a agentes químicos, movimentos mecânicos silenciosos dentre outros. Ressalta-se que os tarugos para fabricar as engrenagens estavam a disposição no LAMAF e não foi necessário a compra deste componente. As engrenagens já usinadas podem ser vistas na Fig. 18.

**Figura 18** – Engrenagens utilizadas na bancada deste projeto.



Fonte: Próprio autor.

O motor utilizado foi um motor trifásico SIEMENS 0,75 cv 1650 rpm – Fig. 19. Este motor foi adquirido por doação da UFG. Como o motor é de pequeno porte, seu acionamento poderá ser feito por partida direta através de uma chave de partida apropriada, isto é, levando em conta a tensão do motor – 380 V – e 0,75 cv. Ressalta-se que esta chave de partida já vem com proteção para sobrecarga do motor.

**Figura 19** -Motor utilizado na bancada deste projeto.



Fonte: Próprio autor.

Utilizou-se de duas polias uma de um canal e outra com dois canais. Admitiu-se essa configuração para a realizar a indução de desalinhamento no sistema. São polias A com canais

do tipo V, material alumínio, adquiridas na Casa do Soldador. A correia utilizada condor A-25 de 635 mm. Tanto as polias quanto a correia foram adquiridos com recurso próprio.

Com o uso do comprimento da correia na Eq.(13), pôde-se calcular a distância entre centros das polias, portanto, fundamental para a disposição desses componentes de máquinas ao longo da bancada – a correia pode ser vista na Fig.20, as polias nas Figs. 21 e 22.

**Figura 20** – Correia condor A-25 635 mm.



Fonte: Próprio autor.

**Figura 21** – Polia A de um canal em V.



Fonte: Próprio autor.

**Figura 22** – Polia A de 2 canais em V.



Fonte: Próprio autor.

O acoplamento flexível utilizado foi o AG-50 ACRIFLEX – Fig.23- com possibilidade de se fazer furos com até 22 mm de diâmetro.

**Figura 23** – Acoplamento flexível AG-50 utilizado na bancada.



Fonte: Próprio autor.

Os mancais de rolamentos utilizados foram o Kp002 de 15 mm de diâmetro. Procurou-se selecionar o menor mancal possível para que este pudesse ser mais sensível às condições externas de operação, isto é, para que seja possível a indução de falhas e a correspondente análise da variação do espectro de frequência.

Um dos maiores problemas encontrado por (FINOTTI, 2015) em seu projeto, foi justamente induzir falhas nos mancais, pois, estes eram muito robustos perante as solicitações de torque provida pelo sistema. Quanto mais robusto mais resistente é o mancal de rolamento, de forma que, portanto, buscou-se o menor em termos de geometria.

Além disso, teve-se às distâncias entre a frequência de malha das engrenagens e as frequências dos mancais de rolamento citadas no tópico 3.2.5, de forma que quanto mais distantes uma da outras elas fossem, melhor, pois, evitaria fenômenos de sobreposição e ressonância das frequências características. Combinando estes fatores, selecionou-se o mancal de rolamento Kp002 da SATICNC.

**Figura 24** – Mancal de rolamento Kp002 utilizado na bancada.



Fonte: Próprio autor.

Os mancais foram comprados com recurso do próprio autor. Comprou-se oito, seis deles para sustentação dos três eixos, e os dois restantes para futuras trocas após a indução de falhas naqueles.

Neste projeto há três eixos, para fins didáticos considera-se eixo pinhão, eixo coroa e eixo volante. Ressalta-se que, o eixo volante irá sustentar, futuramente, um disco de desbalanceamento/volante, sendo está uma recomendação para o próximo discente que irá dar sequência às melhorias deste projeto.

## 4.2 CÁLCULOS FUNDAMENTAIS PARA O PROJETO

### 4.2.1 CÁLCULO DAS FREQUÊNCIAS DA ENGRENAGEM E DOS MANCAIS DE ROLAMENTO

Utilizando as Eqs.(1) a (10) propostas no capítulo 3, chegou-se na Tab.1.

**Tabela 1** – Frequências do rolamento e da engrenagem.

Frequências em Hz		
Frequência originada pela carcaça	$f_c$	4,580
Frequência originada pelo elemento girante	$f_G$	9,159
Frequência originada na pista externa	$f_E$	32,058
Frequência originada por irregularidades na pista interna	$f_{I2}$	33,885
Frequência originada por irregularidades na pista externa	$f_{E2}$	64,115
Frequência originada na pista interna	$f_i$	65,942
Frequência originada por irregularidade no elemento girante	$f_{2G}$	71,299
Frequência originada no spin do elemento girante	$f_B$	249,547
Frequência de malha da coroa/pinhão	$f_m$	612,500

Fonte: Próprio autor.

#### 4.2.2 CÁLCULO DA FREQUÊNCIA CRÍTICA DO EIXO

Utilizando a Eq.(11) do capítulo 3 para um eixo de aço 1020, obteve-se a Tab.2.

**Tabela 2** – Parâmetros e frequência crítica do eixo pinhão.

Frequência crítica do eixo		
Parâmetros	$\omega_s$ [Hz]	
$g$ [mm/s <sup>2</sup> ]	9810,00	102,01
$E$ [N/mm <sup>2</sup> ]	165000,00	
$y$ [N/mm <sup>3</sup> ]	7,85E-05	
$A$ [mm <sup>2</sup> ]	113,10	
$l$ [mm]	458,00	
$I$ [mm <sup>4</sup> ]	1017,88	

Fonte: Próprio autor.

É importante ressaltar que, a Eq.(11) é uma aproximação para o cálculo da frequência crítica do eixo, uma vez que expõe apenas um valor de área para um diâmetro de eixo qualquer. Como o eixo do projeto é escalonado, isto é, contempla diâmetros de 12 mm, 14 mm e 19 mm, (BUDYNAS, 2011) sugere para uma análise mais criteriosa, por exemplo, via método de elementos finitos. Considerou-se o diâmetro uniforme em 12 mm, pois representa o resultado mais crítico possível dentre os valores de 14 mm e 19 mm.

Pode-se observar que o eixo de rotação – funcionando a 29,17 Hz – possui um valor de frequência crítica – 102,1 Hz - bem distante do valor de operação.

Preocupou-se fundamentalmente com o eixo pinhão, pois, este está ligado diretamente ao motor elétrico e sustenta os maiores esforços dado a sua maior complexidade em termos de concentradores de tensão e quantidade de elementos de máquinas dispostos ao longo de seu corpo. Entretanto, para fins didáticos expõe os resultados dos outros eixos no Tab.A1.

Para o cálculo das frequências de rotação do eixo da coroa e do volante, faz-se através da relação de transmissão entre engrenagens – coroa e pinhão – e as polias – um canal e dois canais. Desta forma, dividindo o número de dentes do pinhão pelo da coroa, tem-se uma relação de transmissão de 0,47, logo a rotação do eixo coroa é de aproximadamente 13,71 Hz. Como as polias possuem o mesmo diâmetro – 50 mm – a relação será de 1, de forma que a rotação será igual a do eixo pinhão, isto é, 29,17 Hz. Nota-se que o valor da frequência crítica dos eixos coroa e volante – Tab.A1- é bem mais elevado do que suas respectivas frequências de rotação, como previsto anteriormente.

Utilizando o método de elementos finitos – MEF, no eixo pinhão por meio do software SolidWorks, obteve os resultados de cinco modos de vibrar e suas respectivas frequências críticas – Tab.A3. Se faz necessário a comparação com o primeiro modo, haja vista que (BUDYNAS, 2011) traz apenas o primeiro.

O valor para o primeiro modo de vibrar através do MEF é de 201,91 Hz, ao passo que pela Eq.(11) proposta por (BUDYNAS, 2011), conforme Tab.2, é de 102,01 Hz. Essa diferença comprova o que foi citado no início deste tópico, uma vez que pela Eq.(11) não se considera os escalonamentos ao longo do eixo. De qualquer forma, tanto pelo método MEF quanto pela formulação teórica, não haverá problemas em termos de frequência crítica, pois os valores são distantes do valor de operação nominal do eixo – 29,17 Hz.

Pode-se conferir o que acontece com o eixo pinhão no primeiro modo de vibrar na Fig.A4.

#### 4.2.3 DISTÂNCIA ENTRE CENTROS DAS POLIAS

Valeu-se da Eq. (13) para o cálculo da distância entre os centros. Optou-se pelo valor de 635 mm para o comprimento da correia, pois, trata-se de um dos valores padronizados comercialmente além de ser a que foi comprada para compor a bancada.

Juntamente com esse valor, tem-se o diâmetro das polias - 50 mm. Com todos esses parâmetros calculou-se a distância entre centro das polias (C) que representa a distância entre os eixos pinhão e volante. O resultado pode ser conferido na Tab.3.

**Tabela 3** – Cálculo da distância entre centro das polias.

C [mm]	D [m]	d [mm]	Lp [mm]
238,96	50,00	50,00	635,00

Fonte: Próprio autor.

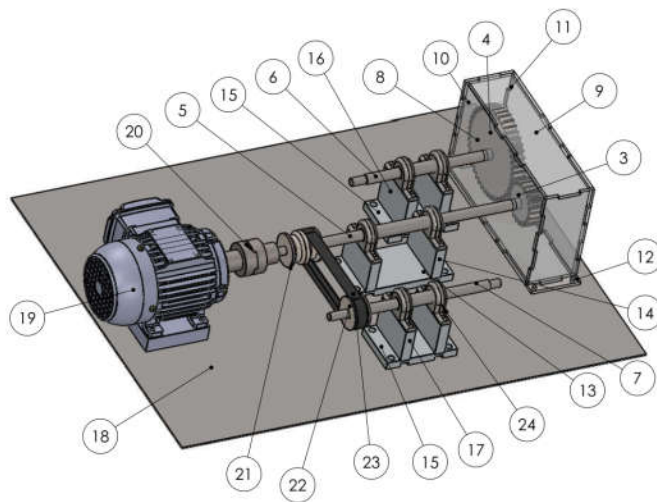
### 4.3 MODELAGEM EM SOFTWARE CAD

A bancada foi idealizada com base nos tópicos 2.1 à 2.4.3 do capítulo 2. Utilizou-se o software SolidWorks versão estudante 2018. Definiu-se todas as dimensões da bancada buscando concretizar um modelo mais próximo do possível.

A modelagem de cada peça foi feita de forma individual e separada para, posteriormente, serem montadas através da ferramenta “montagem” na interface do SolidWorks.

A geometria final pode ser vista na Fig.25 e a lista com os principais componentes está presente na Tab.4.

**Figura 25** – Perspectiva da bancada.



Fonte: Próprio autor.

**Tabela 4** – Lista com os principais componentes da bancada.

<b>Item</b>	<b>Componente</b>
3	Engrenagem pinhão
4	Engrenagem coroa
5	Eixo pinhão
6	Eixo coroa
7	Eixo volante
8	Superfície frontal do reservatório em acrílico (com furos)
9	Superfície frontal do reservatório em acrílico (sem furos)
10	Superfície lateral do reservatório em acrílico
11	Superfície superior do reservatório em acrílico
12	Superfície inferior do reservatório em acrílico
13	Módulo do pinhão
14	Haste do pinhão
15	Módulo do volante
16	Haste da coroa
17	Haste do volante
18	Chapa de base
19	Motor elétrico trifásico
20	Acoplamento Flexível
21	Polia com 2 canais do tipo A canal V
22	Polia com 1 canal do tipo A canal V
23	Correia
24	Mancais de rolamento Kp002

Fonte: Próprio autor.

Os desenhos técnicos de cada componente da bancada auxiliaram a fabricação e a montagem dos componentes dos componentes no LAMAF UFG. Pode-se conferir os desenhos no Apêndice B.

#### 4.4 FABRICAÇÃO E MONTAGEM

Para a fabricação das engrenagens utilizou-se de dois tarugos de tecnil; uma máquina Fresadora CNC- Fig.26- contida no LAMAF UFG; fresas de módulo 3 – Fig.27 - emprestas pelo Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Goiás campus Goiânia – IFG Goiânia.

**Figura 26** – Fresadora CNC disponível no LAMAF UFG.



Fonte: Próprio autor.

**Figura 27** – Fresas de módulo 3 do pinhão e da coroa.



Fonte: Próprio autor.

Os parâmetros de corte foram programados de forma que não houvesse maiores vibrações no tarugo de tecnil a ser usinado e, conseqüentemente prejudicasse o acabamento das engrenagens. Este fato foi ainda mais relevante na usinagem da coroa, pois, por ter um diâmetro maior, era mais suscetível a vibrações. Todo o processo foi realizado de forma manual, tais como: montagem do cabeçote divisor, o cálculo do número de divisões no disco, fixação da peça no mandril e espelho divisor, o referenciamento da máquina, parâmetros de profundidade de corte, velocidade de avanço.

Constatou-se que a usinagem da engrenagem utilizando um tarugo de tecnil apresentou muitas rebarbas – Fig.A3 – de tal forma que, para sua retirada, utilizou-se de um estilete – preliminarmente – e depois um esmeril com palhas de aço, Fig.A2. A espessura das engrenagens são de 20 mm, diâmetro interno de 12 mm. Para os diâmetros externos, tem-se 141 mm (coroa) e 69 mm (pinhão) – consultar Figs.B3 e B4.

Os escalonamentos dos eixos foram feitos através do torno CNC – Fig.28- disponível no LAMAF UFG. Os diâmetros são de 19 mm, 15 mm e 12 mm – Fig.B5. O eixo pinhão conterà o acoplamento flexível, uma polia de dois canais, um par de mancais de rolamento e a engrenagem pinhão, por conta deste fato fez-se necessário o escalonamento – possibilitar a montagem. O eixo da coroa sustenta a engrenagem coroa; o eixo volante sustenta uma polia de um canal e, futuramente, sustentará um disco/volante de desbalanceamento, sendo esta uma sugestão de melhoria para o projeto desta bancada – dimensionamento do disco de desbalanceamento. Ressalta-se que as polias serão utilizadas para a realização do desalinhamento.

No eixo do pinhão e do volante foram feitos rasgos de chaveta para acoplar, no primeiro, o acoplamento flexível e a polia de dois canais e, no segundo, a polia de um canal. Para a confecção dos rasgos, utilizou-se de uma fresa de topo na fresadora CNC – Fig.26. Para evitar sujeiras, oxidação nos eixos, utilizou-se de um spray anticorrosivo fornecido pelo LAMAF UFG.

No eixo da coroa e do pinhão foram feitos, para garantir a fixação das engrenagens, roscas M12 com 15 mm de comprimento no pinhão e 30 mm na coroa. Para isto, utilizou-se de brocas. Os desenhos dos eixos podem ser conferidos nas Figs. B5, B6 e B7.

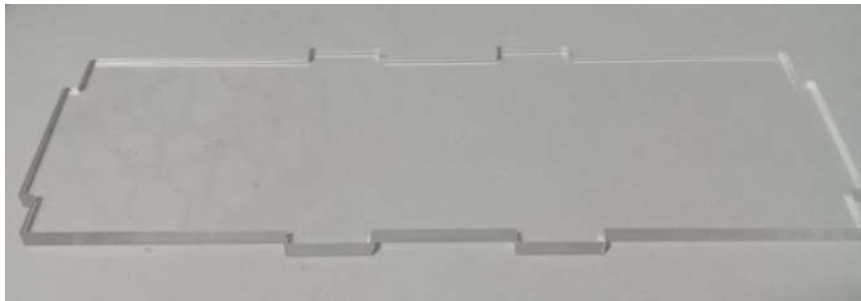
**Figura 28** – Torno CNC disponível no LAMAF UFG.



Fonte: Próprio autor.

A fabricação do reservatório em acrílico foi realizada na máquina laser disponível no LAMAF UFG. Não foi necessário comprar a chapa de acrílico, pois, foi cedida pelo laboratório. A representação de uma das peças do reservatório pode ser vista na Fig.29 e a máquina laser na Fig.30.

**Figura 29** – Peça lateral do reservatório em acrílico.



Fonte: Próprio autor.

**Figura 30** – Máquina de laser disponível no LAMAF UFG.



Fonte: Próprio autor.

A geometria das peças do reservatório em acrílico – como pôde ser visto na Fig. 29 - foi projetada em uma estrutura de macho e fêmea de forma a auxiliar na montagem do reservatório em acrílico. Assim, a precisão da montagem é aumentada e a colagem dos componentes facilitada.

Na Fig.B8, fez-se furos com 16 mm de diâmetro para que não houvesse interferência na passagem do eixo escalonado – neste caso, na região de 15 mm de diâmetro. A espessura das peças de acrílico são de 5 mm. Na Fig.B12, fez-se furos de 6 mm para fixação da na chapa de base. Optou-se por colocar os furos fora do volume que conterà o lubrificante para evitar possíveis vazamentos.

Em termos de acabamento, a usinagem das peças em acrílico através da máquina laser se mostrou bom, isto é, com ausência de rebarbas. A programação da máquina é simples e o processo não demanda muito tempo. Utilizou-se o formato dxf para o arquivo que continha os

desenhos em 2D das peças de tal forma que o software da máquina laser conseguisse fazer a leitura e o posterior processamento de fabricação.

As bases e hastes dos módulos dos mancais foram usinados no CNC de forma separada, sendo três bases e seis hastes. O material utilizado foi alumínio para evitar a corrosão- Fig.A1. Fez-se furos passantes no diâmetro de 6 mm para a fixação do mancal e da base do módulo. No módulo, além dos furos de 6 mm de diâmetro para fixação da haste, realizou-se também furos de 10 mm para a fixação na chapa de base. Pode-se conferir o desenho técnico da haste e da base do módulo, por exemplo, nas Figs.B15 e B16.

A espessura do módulo é de meia polegada ou 12,7 mm. O material para a usinagem destes componentes foi adquirido pelo próprio autor. Ressalta-se a dificuldade para encontrar barras chata de alumínio em espessuras acima de 5 mm, é o caso deste projeto, isso elevou os custos da bancada.

Os furos no acoplamento flexível – 14 mm para acoplar o motor elétrico e 12 mm para acoplar o eixo pinhão- nas polias e no reservatório em acrílico, foram feitos através de uma furadeira de bancada, machos e desandador do tipo T.

## 4.5 PRODUTO FINAL

A bancada montada pode ser vista na Fig.31

**Figura 31** – Bancada proposta.



Fonte: Próprio autor.

A chapa de base foi comprada pelo próprio autor já dobrada; suas dimensões são de 1500 mm x 1200 x 2 mm de forma a comportar futuras expansões, modificações no projeto. Ressalta-se, porém, que a dimensão exata da chapa, conforme projeto é de 750 mm x 550 x 2 mm – Fig.B18.

Houve um erro de montagem, como foi observado no contato das engrenagens, isto deve ser corrigido para que não ocorra falhas prematuras nas engrenagens. O comprimento do eixo pinhão deve ser verificado e ajustado de forma a se evitar um grande vão livre da engrenagem, pois, este pode acarretar vibrações indesejáveis se muito elevado. Assim, como sugestão, recomenda-se a redução do comprimento do vão livre da engrenagem e, também, do comprimento entre acoplamento e polia.

## 5.0 ESTUDO DE CUSTO

O custo expandido da bancada didático- experimental pode ser conferido na Tab.5.

**Tabela 5** – Custo expandido da bancada.

Item	Quantidade	Preço
Mancais Kp002	8	R\$214,00
Parafusos, Porcas e Arruelas Lisas M6 e M10	96	R\$30,00
Chapa de alumínio 300 mm x 4"x 3/4"	1	R\$130,00
Chapa de alumínio 450 mm x 4" x 3/4"	1	
Polia A 1 canal 50 mm	1	R\$22,00
Polia A 2 canais 50 mm	1	
Correia A-25 635 mm	1	
Acoplamento Flexível AG50	1	R\$50,00
Chapa de Base 1 m x 1 m x 1/2" Aço 1020/1045	1	R\$212,00
Engrenagem Pinhão z21 m3 20mm	1	R\$80,00
Engrenagem Coroa z45 m3 20mm	1	R\$80,00
Tarugo de alumínio d = 1" e 1 metro	1	R\$24,00
Motor SIEMENS 0,75 CV RPM 1650	1	R\$450,00
Chapa Acrílico Inferior	1	R\$250,00
Chapa Acrílico Superior	1	
Chapa Acrílico Lateral	2	
Chapa Acrílico Frontal	2	
Mão de obra	1	R\$1.500,00
Total		R\$3.042,00

Fonte: Próprio autor.

O custo de mão de obra é um valor aproximado conforme o técnico do LAMAF – João Bosco. Neste valor está incluso os custos indiretos, tal como energia gasta pelas máquinas, por exemplo.

Fez-se um estudo a respeito de diversas bancadas existentes no mercado, a fim de se fazer uma comparação entre o custo monetário que se tem na compra direta de uma bancada e a sua própria fabricação. Muitas vezes, os preços de mercado são elevados perante os custos de fabricação da própria bancada, o que pode representar uma boa área de investimento.

**Tabela 6** – Estudo de custos de diversas bancadas didático-experimental e comerciais.

<b>Estudo de custo de diversas bancadas</b>			
Bancada 1	Empresa A (PREGÃO, 2016)	R\$20.590,00	Comerciais
Bancada 2		R\$23.150,00	
Bancada 3	Empresa B	R\$53.320,13	
Bancada 4	Empresa C (LIMA, 2014)	R\$70.000,00	
Bancada 5	Empresa D (LIMA, 2014)	R\$114.000,00	
Bancada 6	Empresa E (LIMA, 2014)	R\$326.100,00	
Bancada UFG 2015	Thiago Finotti (FINOTTI, 2015)	R\$501,46	Didáticas
Bancada UnB 2014	Israel Antônio (LIMA, 2014)	R\$1.356,00	
Bancada UFG 2019	Márcio Ivo [Próprio autor]	R\$3.042,00	

Fonte: Próprio autor.

Os preços das bancadas 1 e 2, ambas da Empresa A, foram consultados em pregão eletrônico que ocorreu no ano de 2017 – (PREGÃO, 2016). Para a bancada 3, entrou-se em contato com o próprio fabricante no ano de 2019 – Empresa B. Valores das bancadas 4, 5 e 6, respectivamente das empresas C, D e E, bem como os das bancadas UFG 2015 e UnB 2014, foram retirados de monografias dos anos 2014 e 2015 – (LIMA, 2014) e (FINOTTI, 2015).

A fim de se estimar uma faixa de lucro, adotando-se um valor intermediário – média dos valores – dos preços de mercado, e desprezando diferenças de inflação entre os anos supracitados, diferenças sutis entre cada bancada, chegou-se ao valor central de R\$ 101.193,36. Repetindo o mesmo procedimento para os valores didáticos, obteve-se R\$ 1.633,15.

**Tabela 7** – Média dos valores comerciais e didáticos.

<b>Valores centrais comerciais e didáticos</b>	
Comercial	R\$101.193,36
Didático	R\$1.633,15

Fonte: Próprio autor.

Portanto, a diferença de valores está por volta de 6.096,21%. Vale ressaltar que algumas bancadas possuem programa computacional para fazer análise do espectro de frequência, logo, há o custo de instrumentação diferentemente da bancada deste projeto. Há também bancadas com inversor de frequência, o que também provoca alterações nos valores.

## 5.1 BANCADA 1

A primeira – Fig.32 - é voltada para teste de alinhamento de motor e redutor montado em uma estrutura metálica. É composta por um motor elétrico, um redutor, acoplamentos, vibra-stops, rolamentos auto-compensadores de esferas, mancais de rolamentos, uma mesa metálica e um acionamento elétrico motriz.

Chapa utilizada para sustentação de 3/16”, apoiados sobre pés metálicos (perfil 50 x 50 x 2 mm) em metalon, com vibra-stop. O motor é 2 cv com tensão de 220 V ou 380V trifásica e rotação de 1750 rpm. Os redutores de engrenagens são helicoidais e de rosca sem fim, ambos provendo redução de 1:40.

**Figura 32** – Bancada 1 da empresa A.



Fonte: (PREGÃO, 2016).

Os experimentos que são atendidos por meio desta bancada, são:

- Alinhamento das máquinas com relógio comparador;
- A manutenção dos redutores por meio da montagem e desmontagem, substituição de rolamentos, retentores, identificação clara dos equipamentos;

## 5.2 BANCADA 2

A segunda bancada – Fig.33 - diz respeito a embreagem e acoplamentos. É constituída sobre base de aço carbono, apoiada em eliminadores de vibração. É composta por motor

trifásico 220/380 V, acionado por partida direta com embreagem por fricção. Esta é ligada em um sistema de transmissão que promove redução 1:20.

No eixo de saída do motor, há um acoplamento flexível, ligado a eixo de mancal com rolamentos do tipo cônicos e com ajustes de pré-carga.

**Figura 33** – Bancada 2 da empresa A.



Fonte: (PREGÃO, 2016).

Os experimentos atendidos são:

- Motor elétrico;
- Acoplamentos;
- Redutor;
- Embreagem;
- Mancais;
- Rolamentos;
- Engrenagens.

### 5.3 BANCADA 3

A terceira bancada – Fig.34 - permite a análise de vibrações e balanceamento dinâmico dos componentes rotativos. É composta por um motor elétrico suportado por uma base ajustável, nele é acoplado um eixo onde se monta diversos elementos de máquinas. Trata-se de

uma bancada bem simples apesar do preço, e que atende os seguintes experimentos – segundo o fabricante:

- Medição da vibração global de um sistema mecânico;
- Influência da distância entre o ponto de medição e a fonte de instalação;
- Alinhamento de eixo com relógio comparador;
- Análise da vibração causada por desbalanceamentos;
- Balanceamento dinâmico de componentes rotativos;
- Medição da vibração de rolamentos em bom estado e defeituosos;
- Análise da vibração em gráficos de tempo e espectros de frequência;
- Cálculo de vetores de correção de correção de desbalanceamento;
- Teste de vibração gerada por engrenagens em bom estado e defeituosas;
- Atenuação de vibração com diferentes acoplamentos;
- Vibrações causadas por quebra de eixo;
- Influência da carga na vibração de uma máquina.

Segue-se a ilustração da bancada:

**Figura 34** – Bancada 3 da empresa B.



Fonte: Próprio autor em contato com o fabricante.

Um resumo dos componentes da bancada, é:

- 1x Motor 0,5 cv;
- 1x Inversor de frequência;
- 1x Medidor de vibrações e balanceador dinâmico portátil;

- 1x Acelerômetro piezoelétrico;
- 1x Tacômetro ótico com base magnética;
- 1x Relógio comparador para alinhamento de eixo;
- 1x Conjunto de polias e correias com tensionador;
- 1x Disco de desbalanceamento;
- 3x Rolamentos com defeitos nas pistas interna, externa e nas esferas;
- 1x All-in-one PC com software para análise de dados;
- 1x Módulo de aquisição de dados USB;
- 2x Acelerômetros piezoelétricos;
- 1x Caixa de engrenagens com engrenagens de dentes retos e helicoidais;
- 1x Freio de Prony (a cinta) para simulação de carga;
- 1x Conjunto para simulação de quebra eixo;
- 1x Kit com acoplamentos de pneu, de dentes arqueados, de flange e de mandíbula.

## 5.4 BANCADA 4

Segundo (LIMA, 2014), a bancada 4 da empresa C – Fig. 35, apresentou um conjunto para alinhamento de eixos em máquinas rotativas, possibilitando os seguintes experimentos:

- Transmissão de movimento através de máquinas rotativas;
- Práticas de montagem de sistema motobomba;
- Alinhamentos;
- Vibrações em máquinas;
- Desalinhamento, desbalanceamento;
- Falha em rolamento;
- Análise de vibração.

**Figura 35** – Bancada 4 da empresa C.



Fonte: (LIMA, 2014).

Os componentes da bancada, são:

- Motor elétrico;
- Bomba centrífuga;
- Acoplamento;
- Polias;
- Base em aço com pintura epóxi – resiste à abrasão.
- Calços calibradores.

## 5.5 BANCADA 5

A bancada 5 da empresa D – Fig.36, segundo (LIMA, 2014), é destinada ao estudo e análise de alinhamento e vibração de um sistema mecânico.

**Figura 36** – Bancada 5 da empresa D.



Fonte: Próprio autor.

Seus componentes, são:

- Motor elétrico;
- Inversor de frequência;
- Eixos unidos através de um acoplamento elástico;
- Disco graduado com parafusos periféricos.

## 5.6 BANCADA 6

A bancada 6 da empresa E – Fig.37, trata-se de um sistema mecânico capaz de realizar o balanceamento dos eixos rígidos, isto é, balanceamento estático e dinâmico. Permite também, ainda segundo (LIMA, 2014), estudar alinhamento, métodos de medição de vibração.

**Figura 37** – Bancada 6 da empresa E.



Fonte: (LIMA, 2014).

## 5.7 BANCADA THIAGO FINOTTI UFG 2015

A bancada proposta por (FINOTTI, 2015) – consultar Fig.4 no capítulo 2, tópico 2.3- estuda falha em rolamentos através de análise de vibrações. É uma bancada composta por um motor elétrico conectado ao eixo por um sistema de polias-correia, e dois mancais de suporte.

Segundo (FINOTTI, 2015) o mancal é projetado para permitir uma permuta eficiente do rolamento de teste. Utiliza-se de um parafuso para a aplicação de carga radial ao rolamento de teste e uma célula de carga para medir esta aplicação.

## 5.8 BANCADA ISRAEL LIMA UNB 2014

A bancada proposta por (LIMA, 2014) – consultar Fig.5 do capítulo 2, tópico 2.4 - é composta por um motor elétrico, um eixo e um volante de massa para a simulação de sinais de vibrações a fim de se realizar uma manutenção preditiva. Ainda segundo ele, ela é capaz de simular condições de desalinhamento, desbalanceamento e falha em rolamento.

Os componentes são:

- Motor elétrico;
- Acoplamento elástico;
- Eixo de rotação;
- Mancal de rolamento;
- Suporte do mancal;
- Volante de massa;
- Chapa de base;
- Pés de sustentação;
- Mecanismo de regulagem.

## 6.0 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Em termos de projeto, pôde-se notar que trata-se de um procedimento iterativo, pois, muito do que é planejado nem sempre é viável, seja por conta de custos, por disponibilidade dos materiais – por exemplo, na compra dos mancais de rolamento Kp 002 de 15 mm de diâmetro, teve-se que recorrer a fabricantes de outros estados, pois, a maioria das lojas só trabalham com diâmetros acima de 20 mm – ferramental dos laboratórios dentre vários outros aspectos.

Além disso, alterações em algum dos componentes da bancada pode praticamente mudar o todo projeto, necessitando de novos cálculos, avaliações, considerações dentre outros aspectos.

Assim, um projeto de um sistema mecânico deve ser realizado com paciência, dedicação e muita atenção. Geralmente, esses projetos envolvem várias áreas de engenharia, o que pode ser notado com as várias disciplinas que poderão utilizar a bancada – checar algumas possíveis disciplinas propostas no capítulo 1, tópico 1.2.

Os softwares CAD – AutoCAD e SolidWorks – foram de suma importância para projetar os componentes e, também, montá-los. São fáceis de se utilizar e promovem uma celeridade no projeto, uma vez que é inviável realizar grandes projetos à mão, seja pelo mercado competitivo, pela complexidade do sistema dentre outros fatores.

Todos os processos de fabricação foram assistidos e orientados por professores e técnicos do curso de engenharia mecânica da Universidade Federal de Goiás.

## 7.0 CONCLUSÃO

Projetou-se uma bancada didático-experimental que contemple um motor elétrico, três eixos de rotação, um par de engrenagem pinhão e coroa, polias de um e dois canais, acoplamento flexível, mancais de rolamento, reservatório em acrílico para o estudo de lubrificação e chapa de base para sustentação dos componentes. Assim, concluiu-se os objetivos macro deste projeto.

No que tange aos objetivos específicos, comparou-se a bancada proposta com diversas outras bancadas contempladas no mercado e em outras instituições. Dimensionou fabricou e montou-se os componentes da bancada didática. Realizou-se análise de custo, dos possíveis erros de projeto e montagem e sugeriu-se melhorias para trabalhos futuros.

Entretanto, nem todos os objetivos do projeto foram satisfeitos, tais como o dimensionamento do disco de desbalanceamento e o diagnóstico das falhas por meio de análise de vibrações, sendo, portanto, recomendações para trabalhos futuros.

Em termos de projeto, pôde-se notar que trata-se de um procedimento iterativo, pois, muito do que é planejado nem sempre é viável, seja por conta de custos, por disponibilidade dos materiais – por exemplo, na compra dos mancais de rolamento Kp 002 de 15 mm de diâmetro, teve-se que recorrer a fabricantes de outros estados, pois, a maioria das lojas só trabalham com diâmetros acima de 20 mm – ferramental dos laboratórios dentre vários outros aspectos.

O software SolidWorks, neste contexto de processo iterativo, foi de fundamental importância para a modelagem da bancada, uma vez que as dimensões das peças são alteradas automaticamente com qualquer mudança de cota necessária. E torna-se visível, na montagem, quando alguma dimensão não coincide com outra.

A bancada experimental proposta se mostra uma ferramenta de suma importância para a consolidação de análise de falhas por meio de vibrações, pois, poderá ser estudado as influências que diversos elementos de máquinas possuem no espectro da frequência do mecanismo em si.

Desta forma, auxilia no emprego da manutenção preditiva evitando paradas inesperadas, perdas por falhas nos elementos como mancais, engrenagens, correias, polias dentre outros. Além disso, esta bancada servirá também como uma ferramenta didática para a graduação,

projetos de pesquisas, extensões de engenharia, proporcionando uma relação direta entre o que é abordado em sala de aula – teoria – com a prática.

As disciplinas que serão atendidas com a bancada são: Elementos de Máquinas, Vibrações dos Sistemas Mecânicos, Desenho de Máquinas, Desenho Técnico Mecânico, Manutenção Industrial, Dinâmica das Máquinas, Projeto de Sistemas Mecânicos, dentre outras possivelmente correlatas.

Os custos de se fabricar uma bancada é muito menor do que as vendidas no mercado, de forma que, torna-se interessante estimular discentes seja de graduação, mestrado, doutorado, projetos de extensão etc, a fabricar. Assim, evita-se que as universidades abram procedimentos licitatórios para a compra dessas bancadas, podendo o dinheiro ser investido em outras necessidades do curso, por exemplo.

O método de elementos finitos é uma ferramenta bastante útil na análise das frequências críticas dos eixos se comparado com a formulação de (BUDYNAS, 2011). Além disso, esse método permite realizar várias outras simulações – fadiga, estudo de projeto, topologia, análise estática dentre outros.

## 7.1 SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS

- Projeto e montagem do disco de desbalanceamento, pois, o estudo do desbalanceamento faz parte do escopo de aplicação da bancada. Além disso, como objetivo deste projeto, não foi concluído.
- Corrigir possíveis erros de montagem para evitar falhas prematuras, desgastes indesejáveis, distorções nos resultados no posto de vista de análise de falhas por meio de vibrações;
- Utilizar programas computacionais e instrumentar inversores de frequência, acelerômetros de massa para que se possa ter um maior escopo na análise de vibração. Como foi citado na análise de custo das diversas bancadas do mercado, um diferencial das bancadas comerciais – apesar do aumento do custo do projeto – foi a presença de um programa computacional instrumentado nas bancadas e do inversor de frequências. Ressalta-se que estes não estão presentes na bancada deste projeto.
- Remontagem da bancada experimental utilizando métodos de precisão para ter maior confiabilidade nos resultados;
- Estudo de novos meios de indução de desbalanceamento e desalinhamento para aumentar o escopo de aplicação da bancada;

- Testar a influência de outros materiais, por exemplo, engrenagens de bronze, aço e comparar o comportamento destas com a do projeto - tecnil.
- Adaptar a chapa de base para o tamanho de projeto seja este ou o novo projeto considerando futuras expansões/modificações na bancada.

## 8.0 REFERÊNCIAS

Ata de realização do Pregão Eletrônico. Disponível em: <<http://reitoria.ifpr.edu.br/wp-content/uploads/2018/01/23-2016-ata.pdf>>

LIMA, I.A.M. **Proposição de uma bancada didática para análise de vibração em manutenção preditiva**. Brasília, DF. 2014.

FINOTTI, T.F. **Detecção de falhas em rolamentos através de análise de vibrações**. Goiânia, GO. 2015.

MEOLA, T., 2005. **Monitoramento em tempo real da qualidade de sinais de vibrações utilizando inteligência artificial**. Dissertação de mestrado. Universidade Federal de Uberlândia. Uberlândia.

GARCIA, M.S., 2005. **Análise de defeitos em sistemas mecânicos rotativos a partir da monitoração de vibrações**. Dissertação de mestrado, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio Janeiro.

AMORIM, M.J., 2006. **Desenvolvimento de bancada didático Experimental de baixo custo para aplicações em aplicações em controle ativo de vibrações**. Dissertação de Mestrado. Universidade Estadual de Campinas, Campinas.

CAVALCANTE, M.L., 2017. **Bancada Didática para testes e estudos das vibrações em máquinas rotativas acopladas**. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Pernambuco, Recife.

SILVA, BRUNA TAVARES VIEIRA DA., 2012. **Bancada para análise de vibração: análise de falhas em máquinas rotativas**. Dissertação de Mestrado. Universidade de Taubaté. São Paulo, Taubaté.

KARDEC, A.; NASCIF, J. **Manutenção: função estratégica**. 3. ed. rev. e atual. Rio de Janeiro: Qualitymark, 2009. xvi, 361 p.

NEPOMUCENO, L. X. **Técnicas de manutenção preditiva**. São Paulo: E. Blucher, c1999. 2v. (xx, 952p.) v.1.

SOUSA, WALTER DOS SANTOS., 2005. **Desenvolvimento de um sistema aplicativo em labview para o monitoramento de máquinas rotativas com um módulo de balanceamento de rotores**. Universidade Federal do Pará. Pará.

BUDYNAS, R. G. **Elementos de Máquinas de Shigley**. 8.Ed. Porto Alegre: AMGH, 2011.

NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas: Uma Abordagem Integrada**. 2ª Ed. Rio de Janeiro: Bookman, 2004.

# APÊNDICE A

## TABELAS A

**Tabela A1** - Frequência crítica do eixo da coroa e do eixo do volante.

Frequência crítica do eixo		
Parâmetros		ws [Hz]
g [mm/s <sup>2</sup> ]	9810,00	
E [N/mm <sup>2</sup> ]	165000,00	
y [N/mm <sup>3</sup> ]	7,85E-05	
A [mm <sup>2</sup> ]	113,10	278,88
l [mm]	277,00	
I [mm <sup>4</sup> ]	1017,88	

Fonte: Próprio autor.

**Tabela A2** -Propriedades do Aço 1020 conforme SolidWorks.

Propriedades do Aço 1020		
Módulo elástico	2.1e+11	N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson	0.28	N/A
Módulo de cisalhamento	7.9e+10	N/m <sup>2</sup>
Massa específica	7700,000	kg/m <sup>3</sup>
Resistência de tração	723825600,000	N/m <sup>2</sup>
Resistência à compressão	523825600,000	N/m <sup>2</sup>
Limite de escoamento	620422000,000	N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de expansão térmica	1.3e-05	/K
Condutividade térmica	50,000	W/(m·K)
Calor específico	460,000	J/(kg·K)
Coefficiente de amortecimento do material	N/A	N/A

Fonte: Próprio autor.

**Tabela A3** – Frequências em 5 modos de vibrar calculados através do método de elementos finitos.

Nº do modo	Frequência(Hertz)
1	201.91
2	205.91
3	577.37
4	578.43
5	1142.9

Fonte: Próprio autor.

## FIGURAS A

**Figura A1** - Material utilizado na fabricação dos módulos dos mancais de rolamento.



Fonte: Próprio autor.

**Figura A2** - Esmeril com palhas de aço.



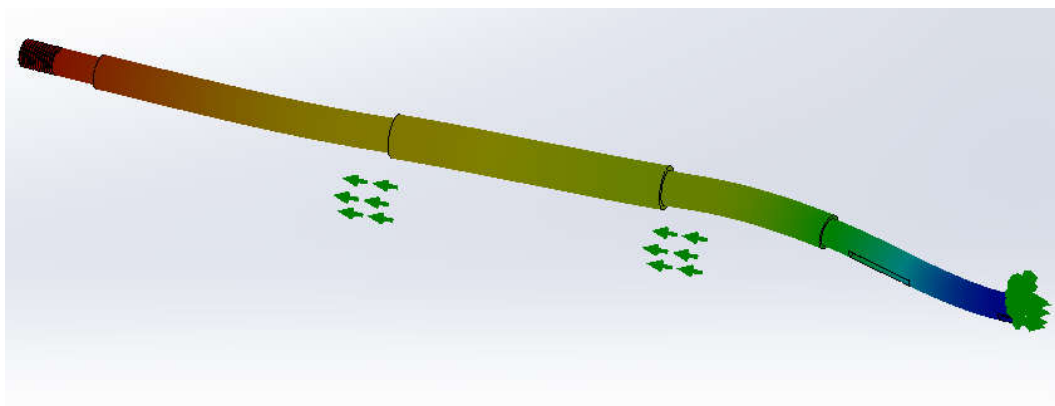
Fonte: Próprio autor.

**Figura A3** – Rebarbas na engrenagem coroa.



Fonte: Próprio autor.

**Figura A4** – Amplitude de frequências para o modo 1 de vibrar.



Fonte: Próprio autor.

# APÊNDICE B

Figura B1 – Desenho em conjunto.

ITEM	QUANTIDADE	NOME E MATERIAL
3	1	ENGRENAGEM PINHÃO - TECNIL
4	1	ENGRENAGEM CORDA - TECNIL
5	1	EIXO PINHÃO - AÇO 1020
6	1	EIXO CORDA - AÇO 1020
7	1	EIXO VOLANTE - AÇO 1020
8	1	SUPERFÍCIE FRONTAL DO RESERVATÓRIO (COM FUROS) - ACRÍLICO
9	1	SUPERFÍCIE FRONTAL DO RESERVATÓRIO (SEM FUROS) - ACRÍLICO
10	2	SUPERFÍCIE LATERAL DO RESERVATÓRIO - ACRÍLICO
11	1	SUPERFÍCIE SUPERIOR DO RESERVATÓRIO - ACRÍLICO
12	1	SUPERFÍCIE INFERIOR DO RESERVATÓRIO - ACRÍLICO
13	1	MÓDULO DO PINHÃO - ALUMÍNIO
14	2	HASTE DO PINHÃO - ALUMÍNIO
15	1	MÓDULO DO VOLANTE - ALUMÍNIO
16	2	HASTE DA CORDA - ALUMÍNIO
17	2	HASTE DO VOLANTE - ALUMÍNIO
18	1	CHAPA DE BASE - AÇO 1020
19	1	MOTOR ELÉTRICO TRIFÁSICO - 1650 RPM 0,75 CV
20	1	ACOPLAMENTO FLEXÍVEL A650 - AÇO
21	1	POLIA COM 2 CANAIS DO TIPO A - ALUMÍNIO
22	1	POLIA COM 1 ANÁL DO TIPO A - ALUMÍNIO
23	1	CORREIA POLIAMIDA A 635 MM - BORRACHA
24	6	MANCAIS DE ROLAMENTO KP002 - AÇO 1020

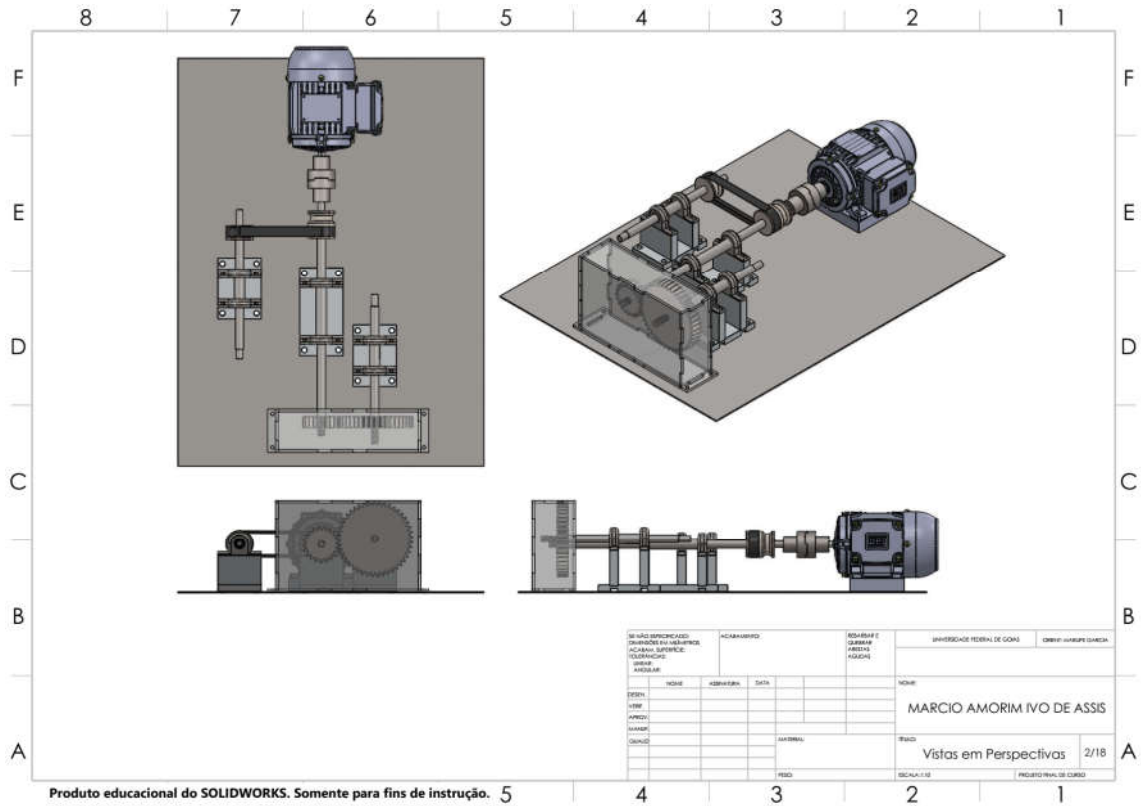
  
  

SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ACABAMENTO: RESERVAÇÃO: LINEAR: ANGULAR:	ACABAMENTO:	RESERVAÇÃO: LINEAR: ANGULAR:	UNIVERSIDADE FEDERAL DE GOIÁS	ORIENT: MARUPE GARCIA
DESIGN: VERB: APROV: MATER: QUALI:	NOME: ASSINATURA: DATA:	MATERIAL:	NOME: MARCIO AMORIM IVO DE ASSIS	
TÍTULO: Desenho em Conjunto			1/18	
ESCALA: 1:10			PROJETO FINAL DE CURSO	

Produto educacional do SOLIDWORKS. Somente para fins de instrução.

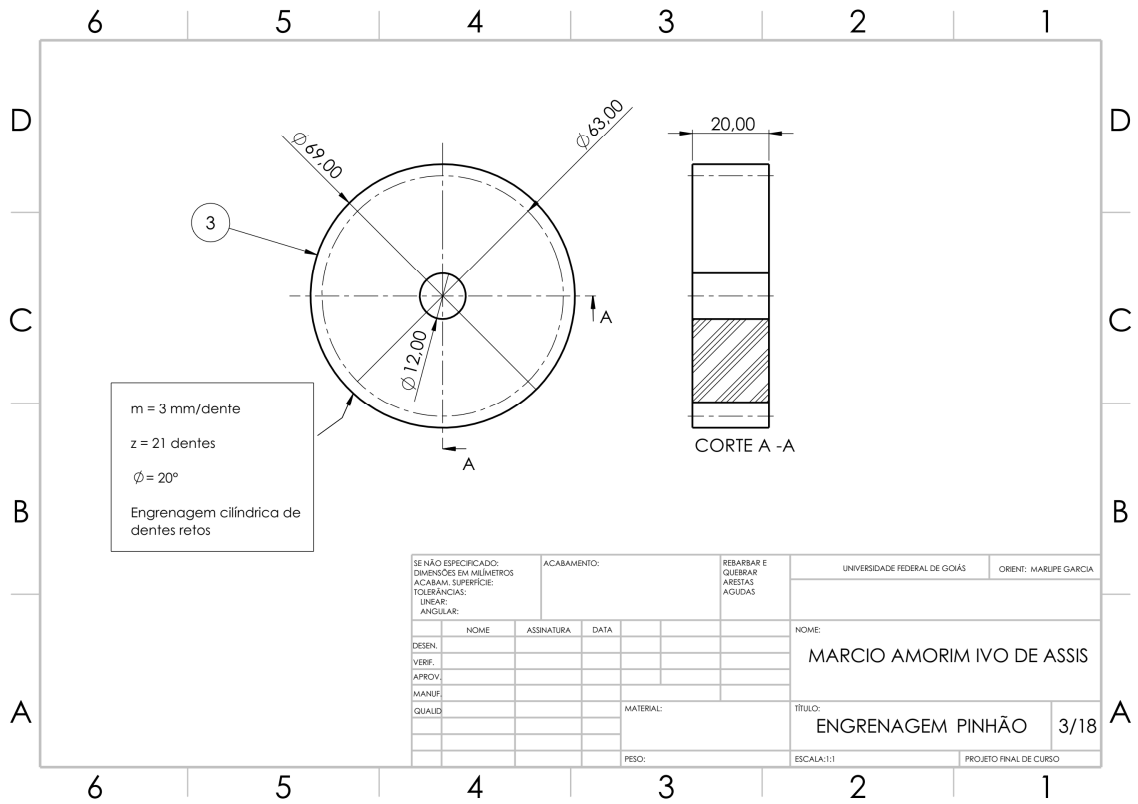
Fonte: Próprio autor.

Figura B2 – Perspectiva da bancada.



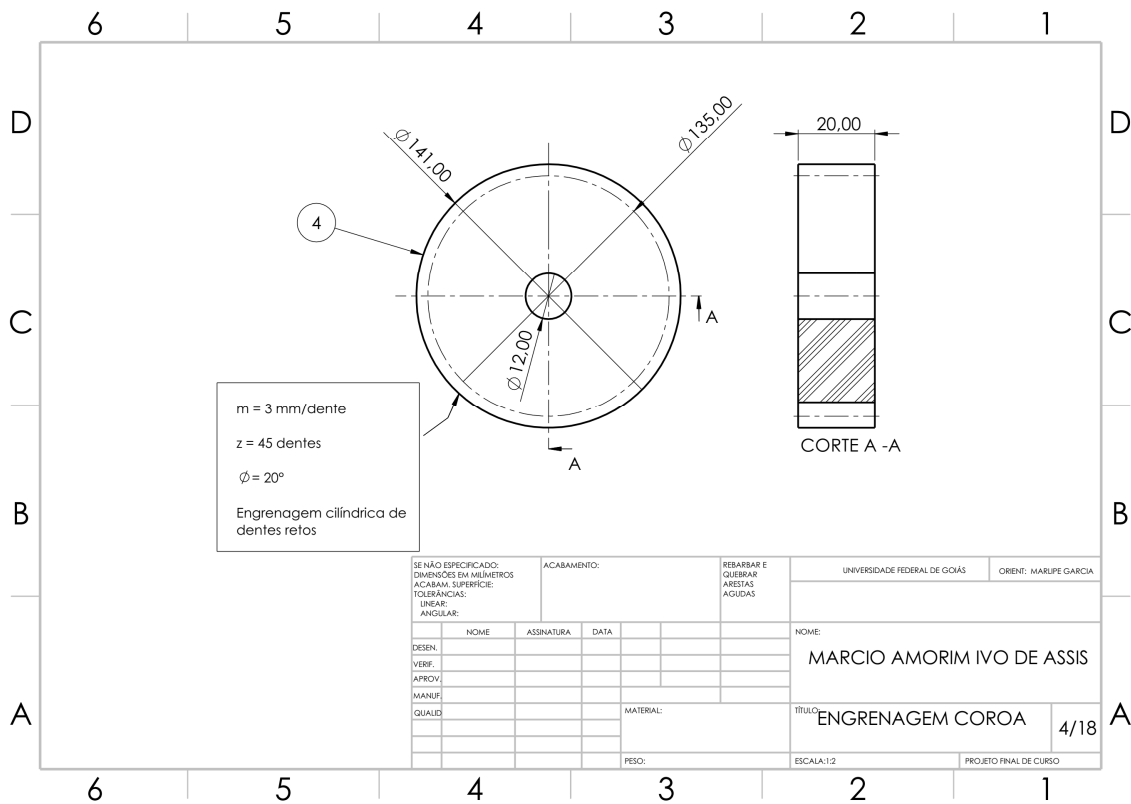
Fonte: Próprio autor.

Figura B3 – Engrenagem pinhão.



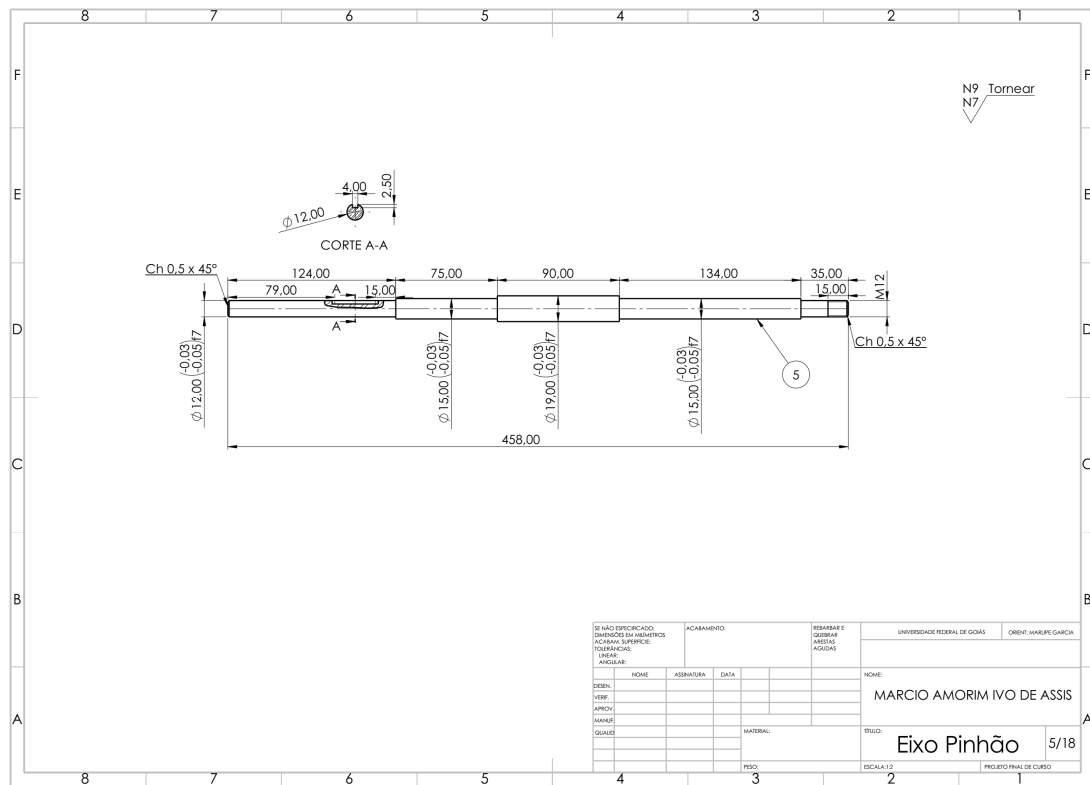
Fonte: Próprio autor.

Figura B4 – Engrenagem coroa.



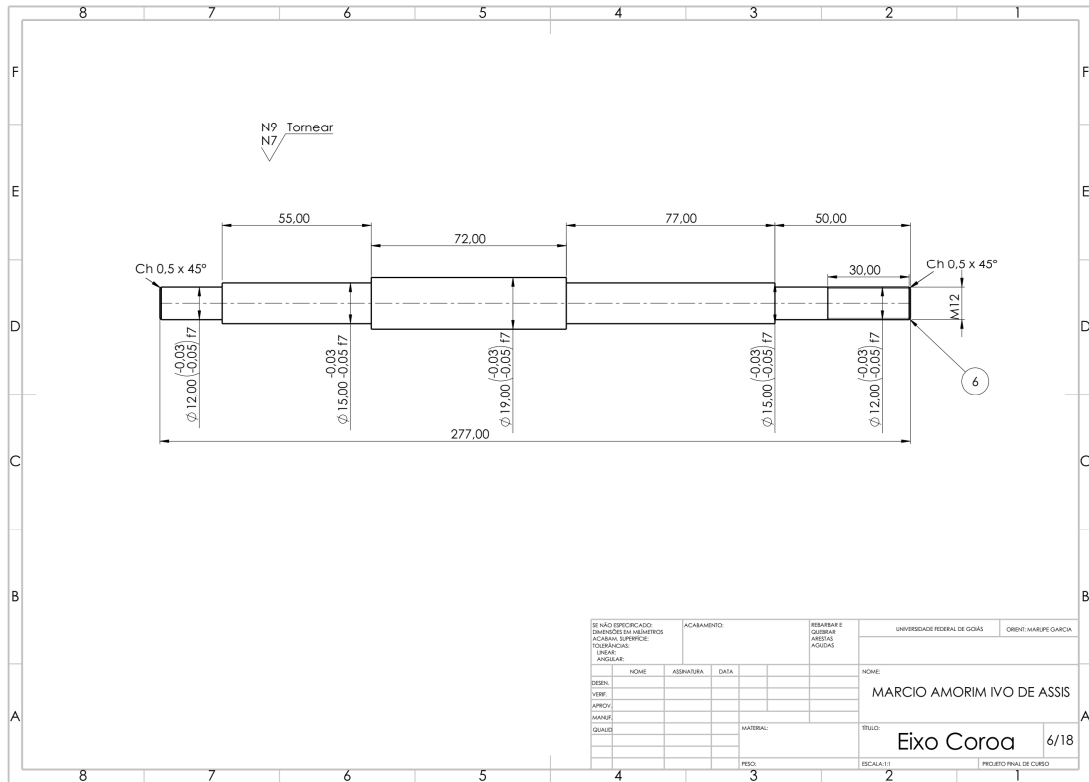
Fonte: Próprio autor.

Figura B5 – Eixo do pinhão.



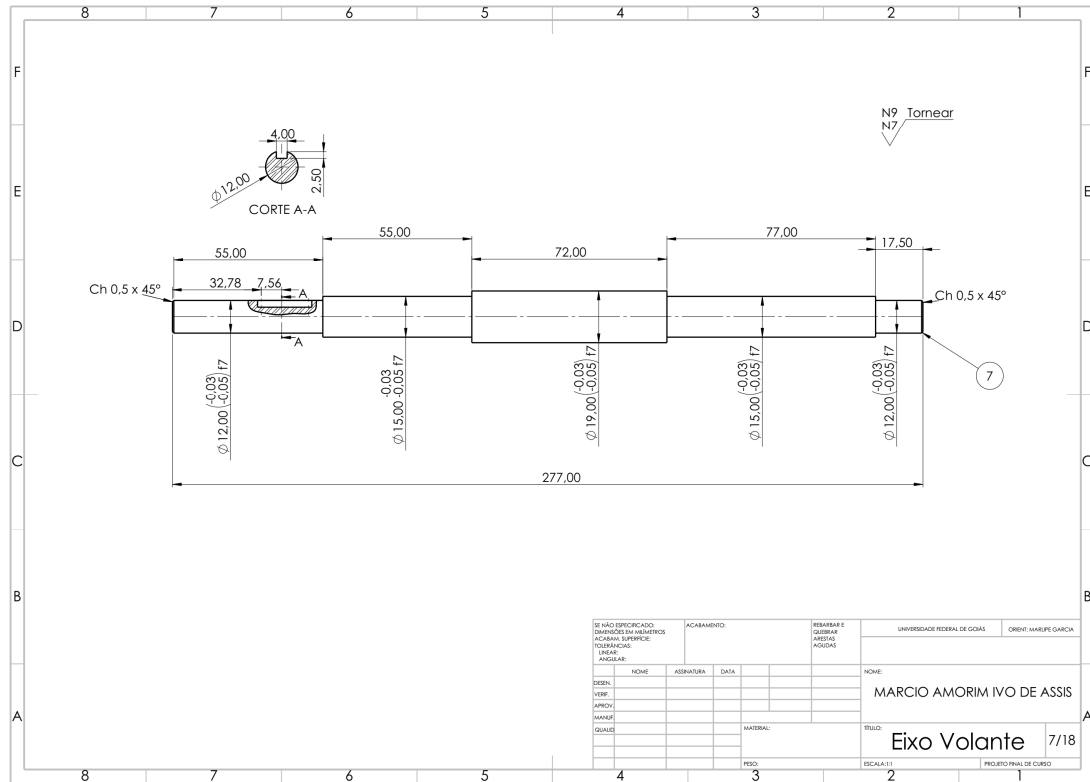
Fonte: Próprio autor.

Figura B6 – Eixo coroa.



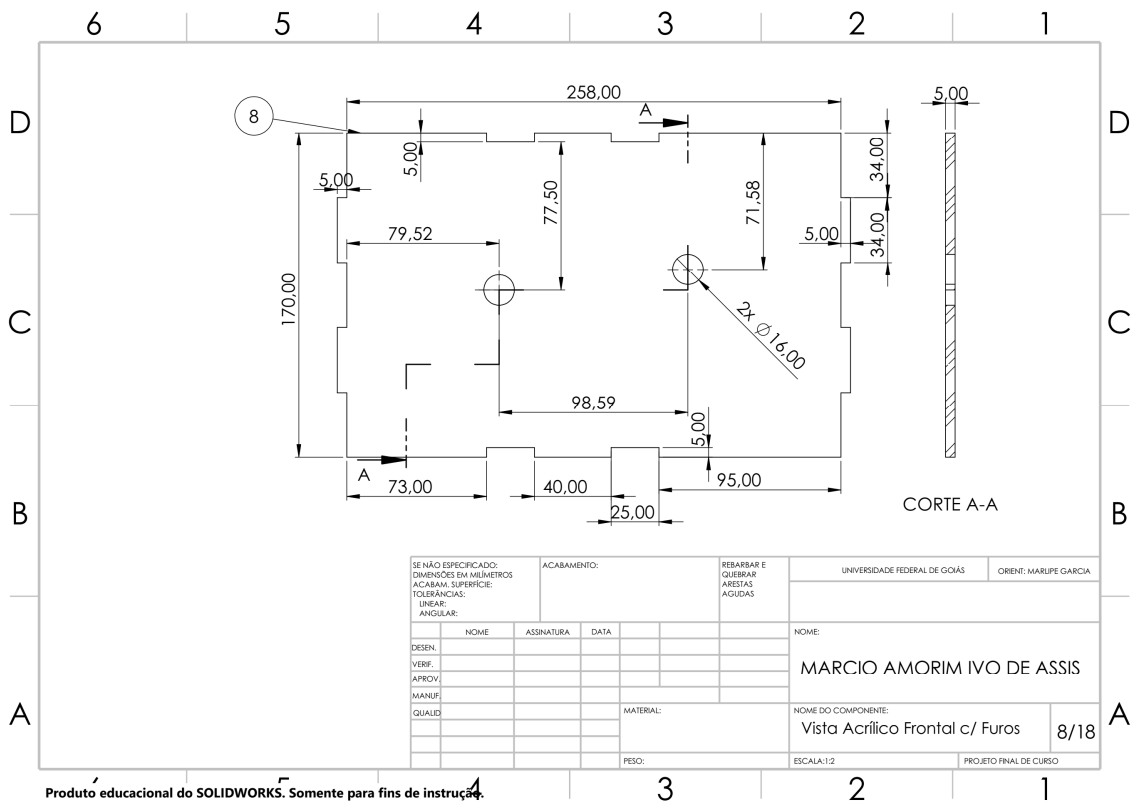
Fonte: Próprio autor.

Figura B7 – Eixo do volante.



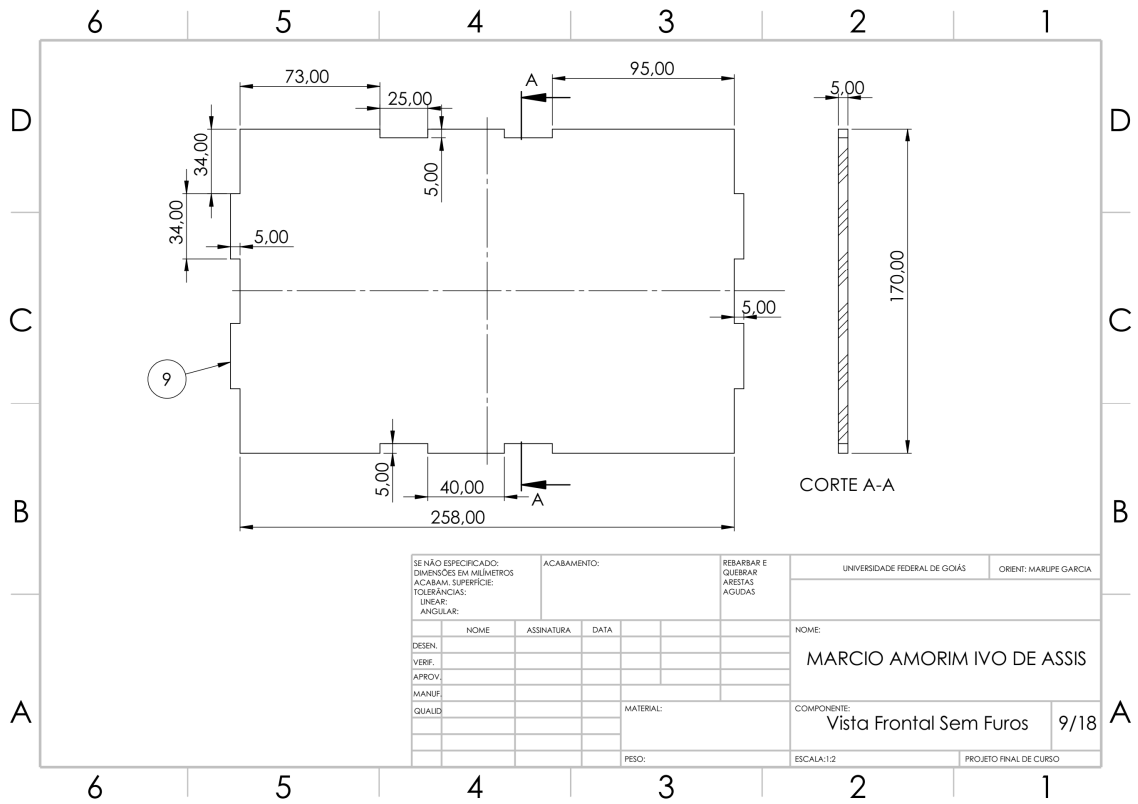
Fonte: Próprio autor.

Figura B8 – Superfície frontal com furos do reservatório em acrílico.



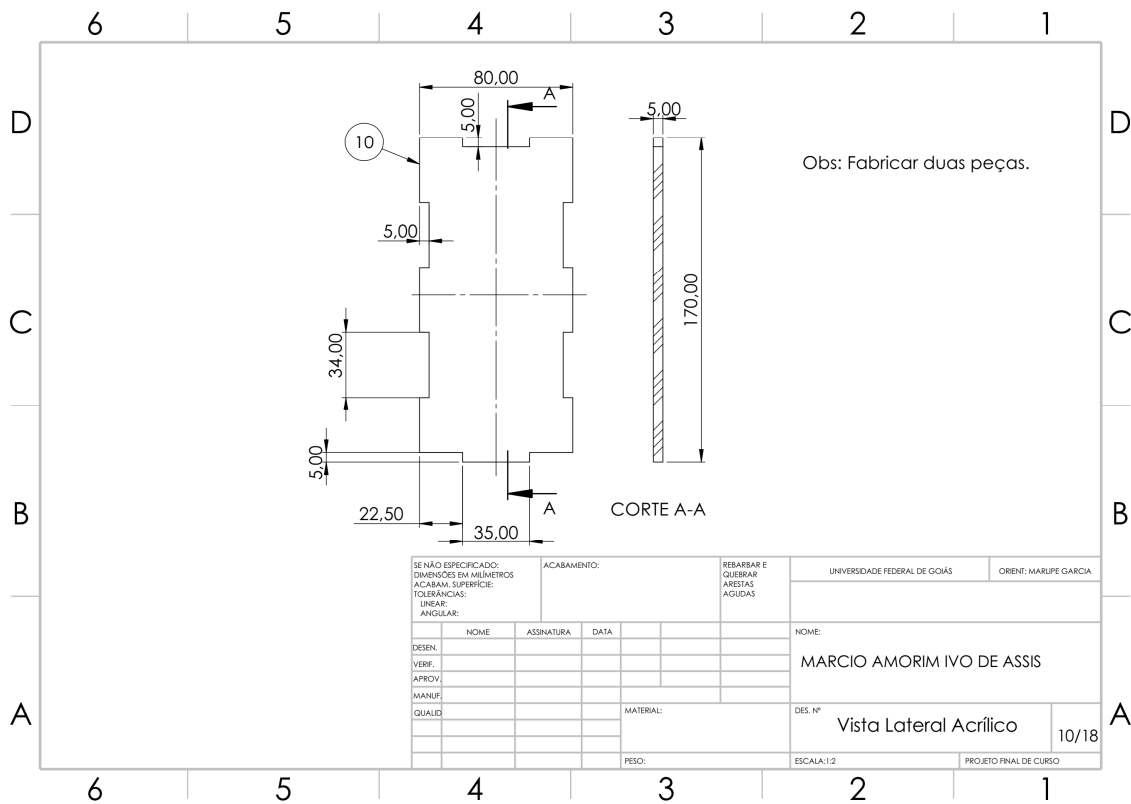
Fonte: Próprio autor.

Figura B9 - Superfície frontal sem furos do reservatório em acrílico.



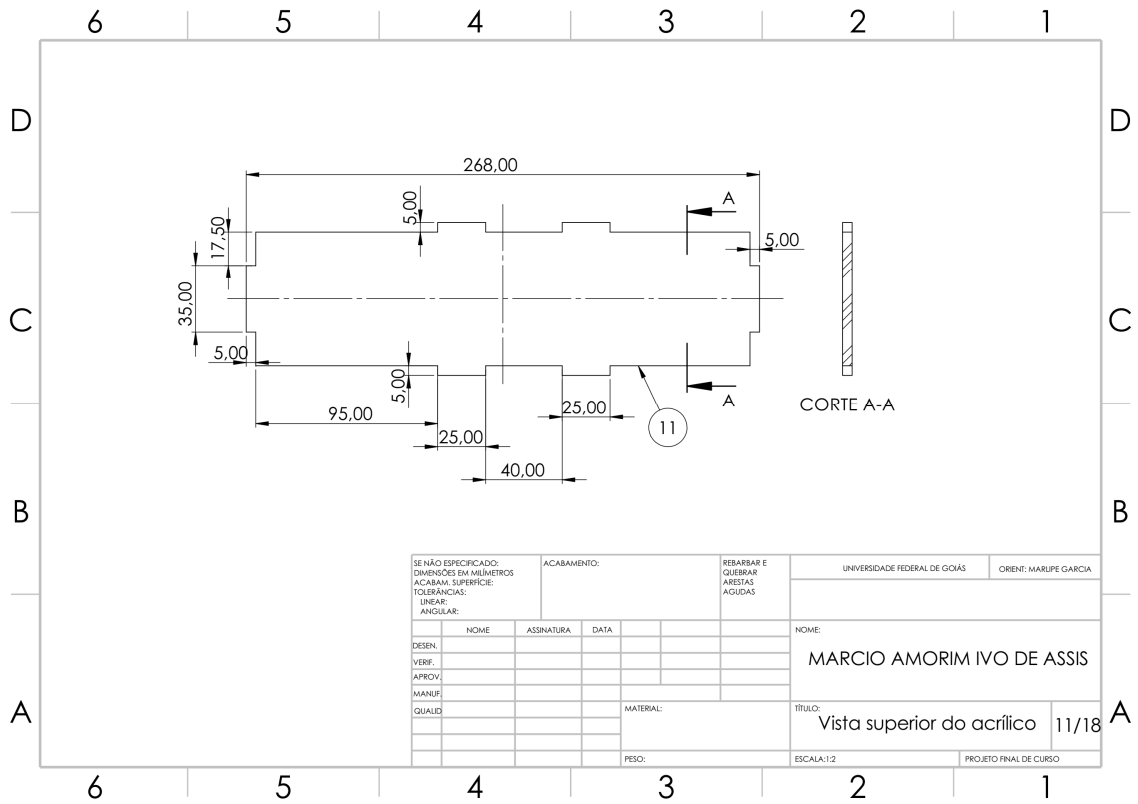
Fonte: Próprio autor.

Figura B10 – Superfície lateral do reservatório em acrílico.



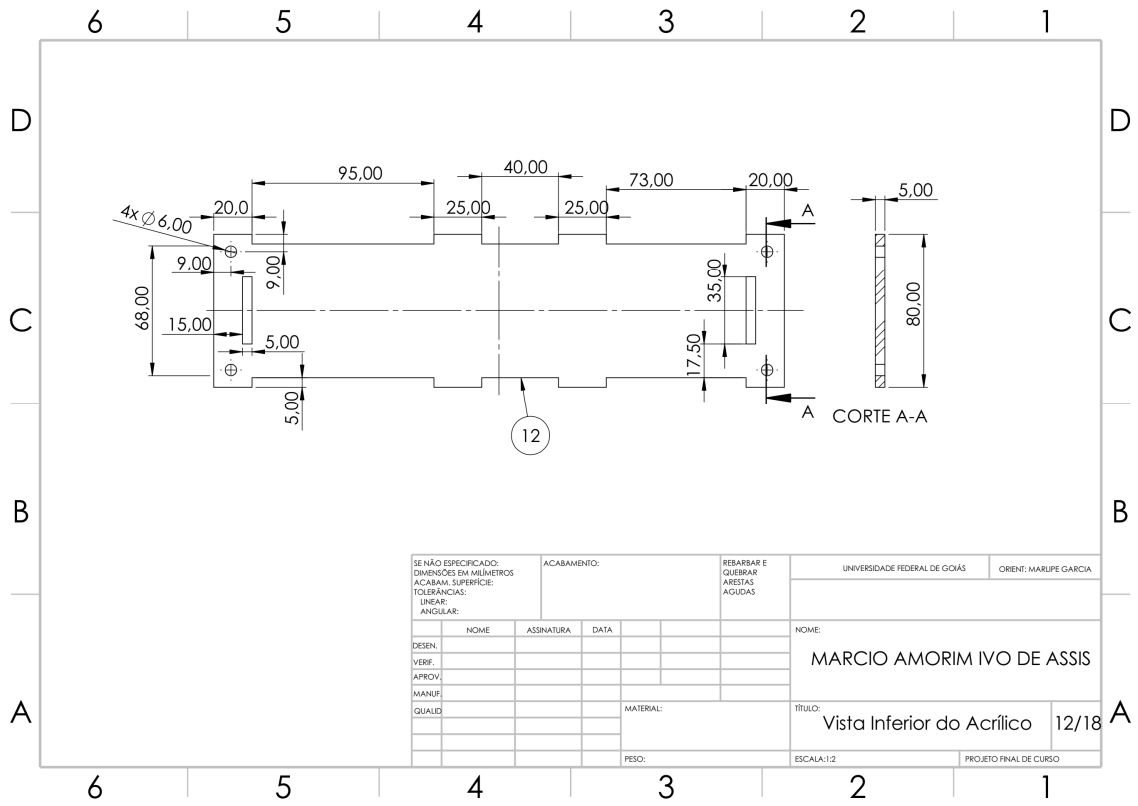
Fonte: Próprio autor.

Figura B11 – Superfície superior do reservatório em acrílico.



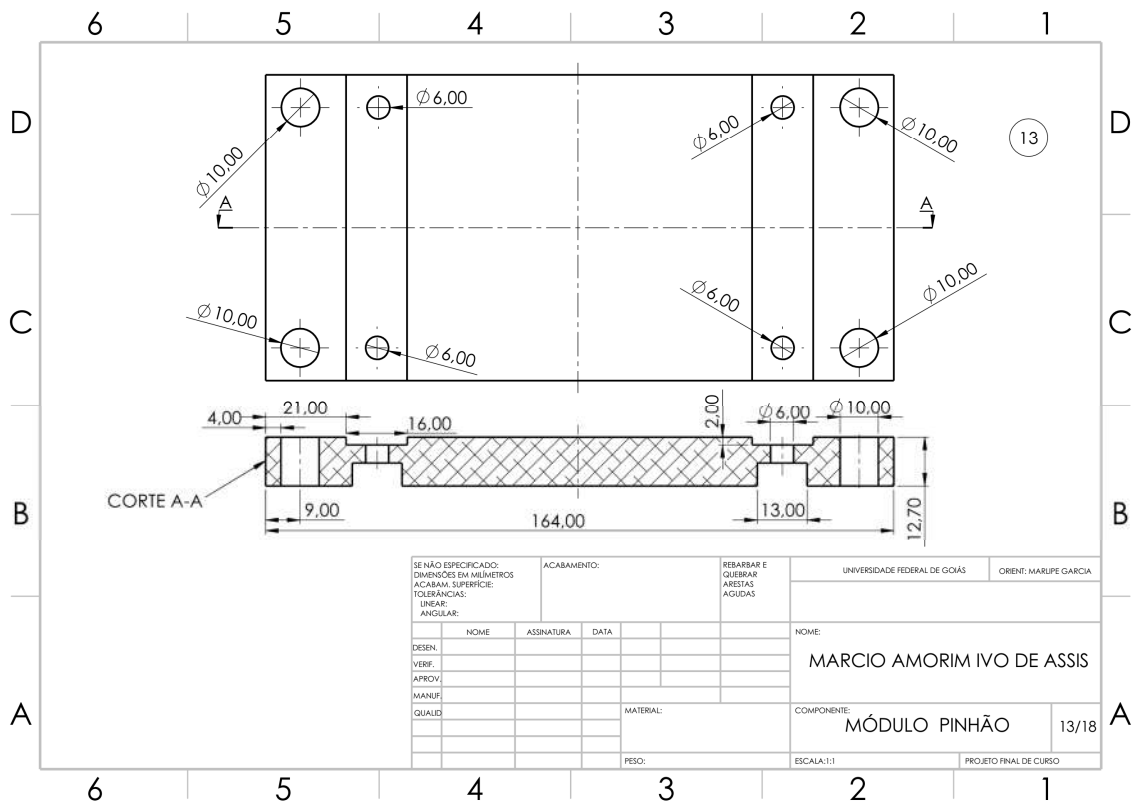
Fonte: Próprio autor.

Figura B12 – Superfície inferior do reservatório em acrílico.



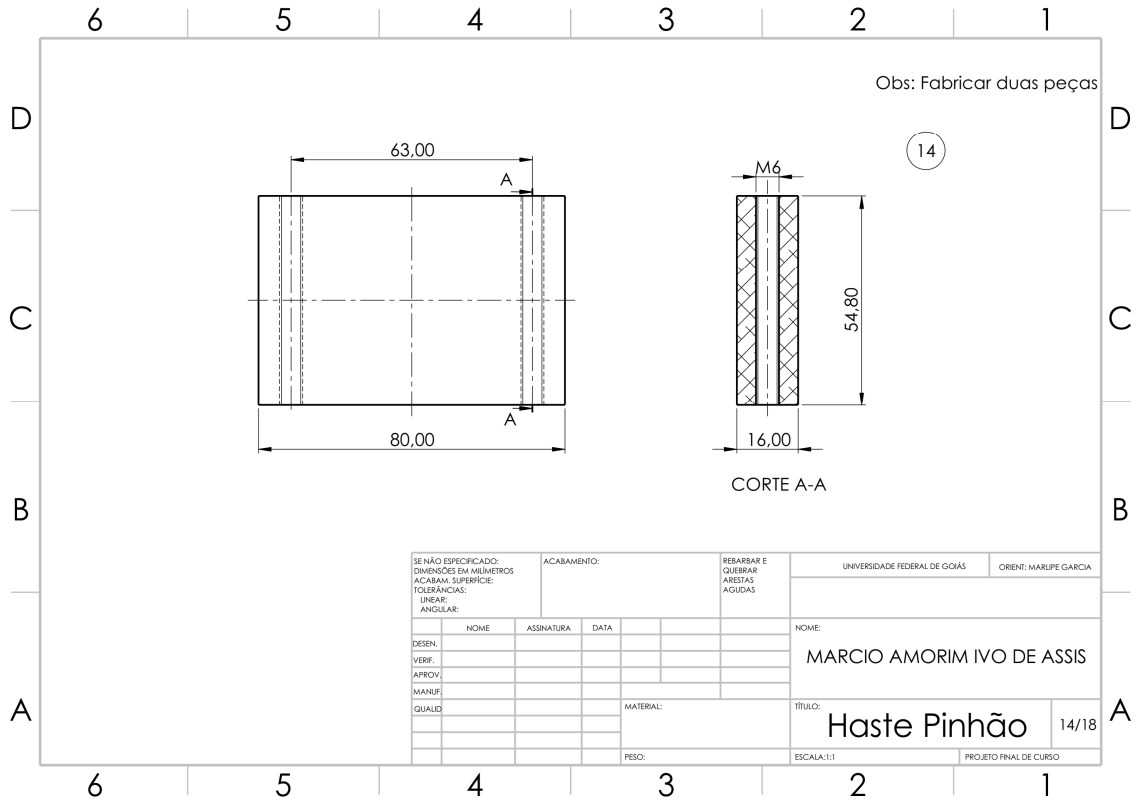
Fonte: Próprio autor.

Figura B13 – Base do módulo do pinhão.



Fonte: Próprio autor.

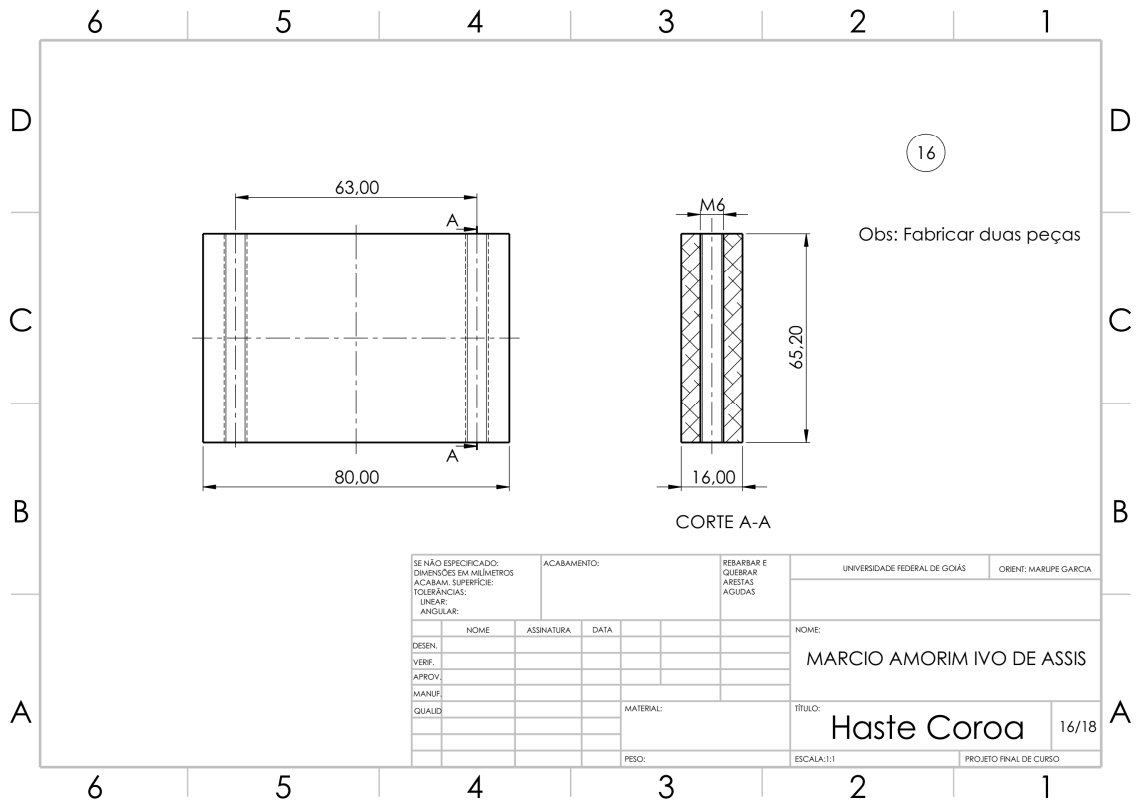
**Figura B14 – Haste do módulo do pinhão.**



Fonte: Próprio autor.

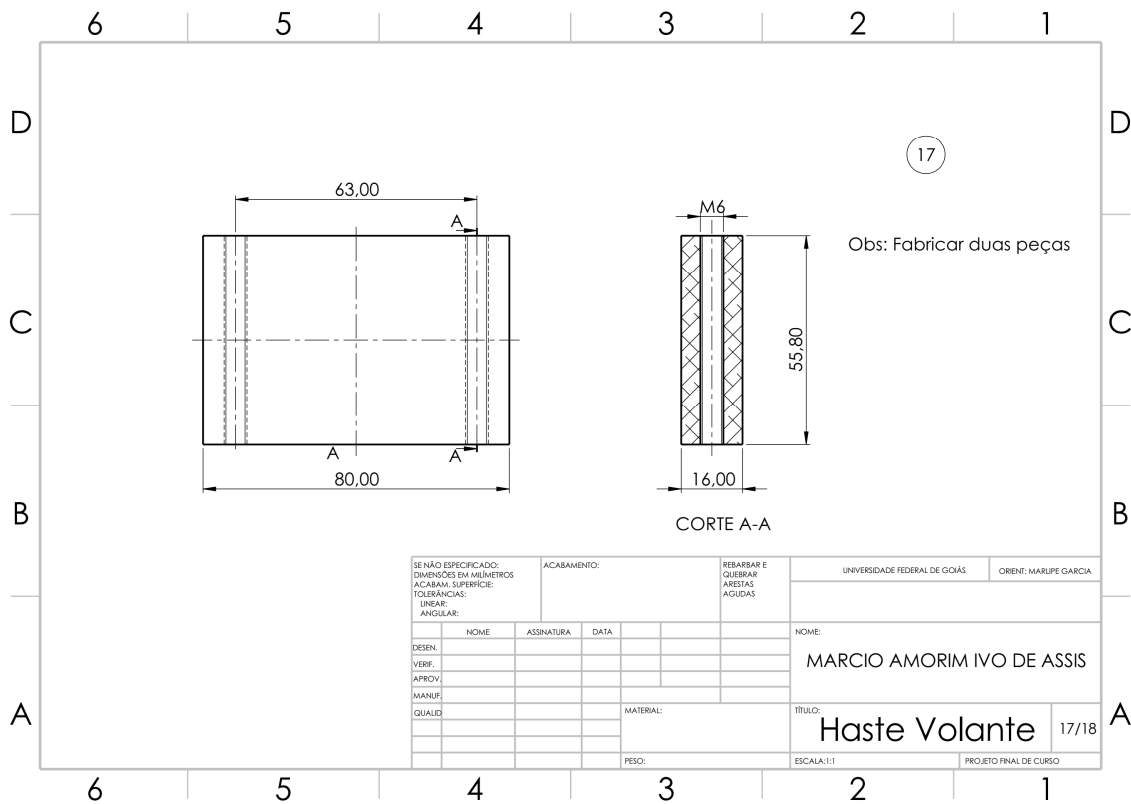


**Figura B16 – Haste do módulo da coroa.**



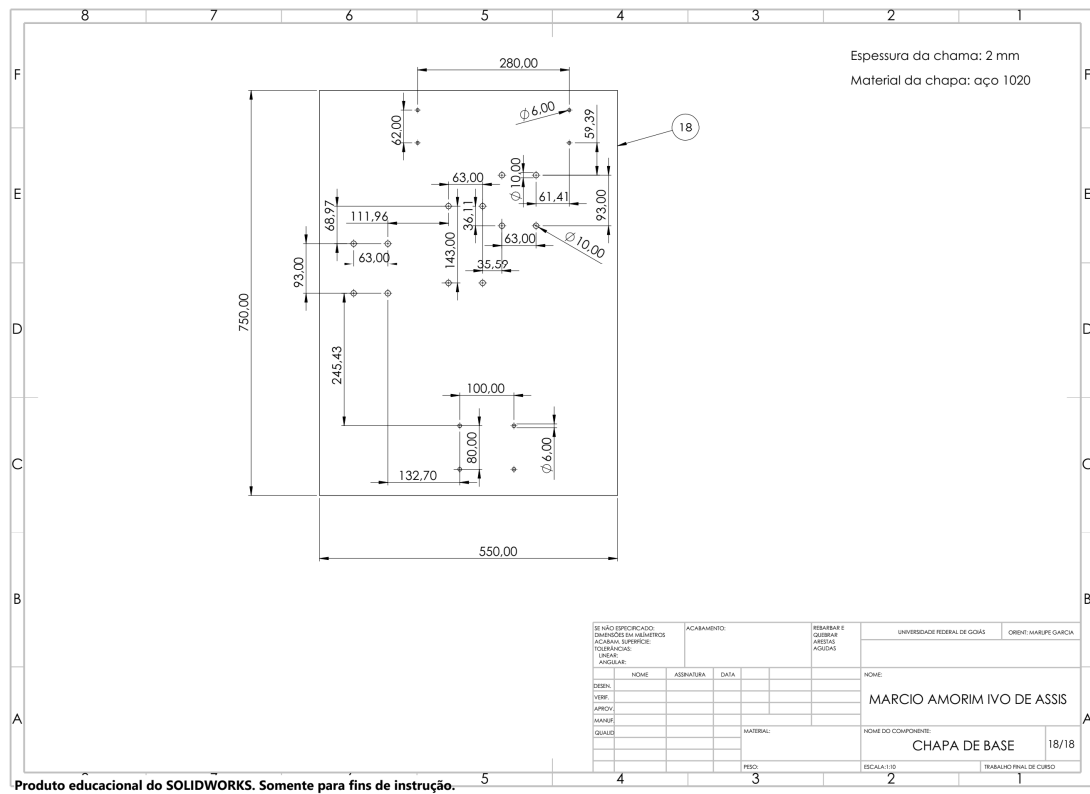
Fonte: Próprio autor.

Figura B17 – Haste do módulo do volante.



Fonte: Próprio autor.

Figura B18 – Chapa de base do projeto.



Fonte: Próprio autor.

# APÊNDICE C

Figura C1 - Plano de trabalho.



MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DE GOIÁS  
ESCOLA DE ENGENHARIA ELÉTRICA, MECÂNICA E DE COMPUTAÇÃO



## PLANO DE TRABALHO DO PROJETO FINAL

Título: Projeto de uma Bancada de Falhas Através de Vibrações

Dados	Márcio Amorim Ivo de Assis
Nº de Matrícula	201609849
Telefones	(62) 9 9910 2900
E-mail	marcioivo@hotmail.com
Orientador(a):	Marlipe Garcia Fagundes Neto
Curso:	Eng. Elétrica ( ) Eng. de Computação ( ) Eng. Mecânica ( x )
Certif. Estudos	Não ( x ) Sim ( )

### Resumo

As falhas mecânicas estão presentes nos mais diversos setores de atuação do engenheiro mecânico, sendo o conhecimento e a análise essenciais para que as técnicas de manutenção e tomadas de decisão possam ser executadas com êxito – evitando e minimizando as perdas devido às falhas. Diante do exposto, propõe-se projetar uma bancada didática para estudo dos principais tipos de falhas que o engenheiro mecânico depara no seu ambiente de trabalho, para tanto sugere-se um recorte do universo mecânico nos elementos de máquinas, engrenagens e rolamentos, prevendo um módulo adicional para estudo de desbalanceamento e desalinhamento. Um dos modos de diagnosticar a falha no componentes é através da vibração mecânica, de fato existem vários estudos e formulações que associam os diversos tipos de falhas com a característica do sinal de vibração, isto é, a vibração mecânica destes elementos carregam informações do seu estado. Assim, suporta-se na análise dos sinais de vibração da bancada para relacionar, apontar e estudar as falhas listadas. Para isso, os componentes e as falhas presentes na bancada devem ser projetados, de forma que ao analisar o o sinal de vibração tenha-se as informações almeçadas.

### I. Objetivos

Os objetivos macros deste projeto são:

- Capacitar o aluno nas etapas de um projeto mecânico;
- Projetar uma bancada de falhas com diagnóstico através de vibrações .

Os objetivos específicos do presente projeto são:

- Projeto informacional das principais bancadas disponíveis no mercado;
- Projeto conceitual das principais falhas presentes nos elementos de máquinas;
- Projeto detalhado da bancada de falhas;
- Diagnóstico das falhas através da análise de vibrações.

### II. Metodologia

A metodologia utilizada neste projeto será:


- Revisão bibliográfica das falhas mecânicas em engrenagens, rolamento, desbalanceamento e desalinhamento;
- Desenho técnico mecânico da bancada de falhas;
- Construção da bancada de falhas – módulo de engrenagem e rolamento;
- Diagnóstico das falhas através da análise de vibrações;
- Análise dos resultados;
- Redação do trabalho final de curso.

Av. Universitária, nº 1488, Quadra 86, Bloco A – 3ª Piso – CEP: 74605-010 – Setor Leste Universitário – Goiânia - GO  
Fubs: (62) 3209-6070 - Fax: (62) 3209-6292 - www.eeec.ufg.br


Scanned with CamScanner

Fonte: Próprio autor.

Figura C2 - Cronograma do Plano de Trabalho.



MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DE GOIÁS  
ESCOLA DE ENGENHARIA ELÉTRICA, MECÂNICA E DE COMPUTAÇÃO



**Cronograma.**

O cronograma das atividades a serem realizadas é apresentado na Tabela 1.

Tabela 1 – Cronograma das atividades.

Etapas do Projeto	MAR	ABR	MAI	JUN	JUL
1) Revisão bibliográfica das falhas mecânicas em engrenagens, rolamento, desbalanceamento e desalinhamento	X	X			
2) Desenho técnico mecânico da bancada de falhas	X	X			
3) Construção da bancada de falhas – módulo de engrenagem e rolamento			X	X	
4) Diagnostico das falhas através da análise de vibrações				X	X
5) Análise dos resultados				X	
6) Redação do trabalho final de curso				X	X

Goiânia, 21 de fevereiro de 2019.

Marcio Amorim Lvo de Assis  
Assinatura do aluno  
Matrícula:

Morley S. F. Neto  
Assinatura do(a) Prof.(a) Orientador(a):

Av. Universitária, nº 1488, Quadra 88, Bloco A – 3º Piso – CEP: 74605-010 – Setor Leste Universitário – Goiânia - GO  
Fonx: (62) 3209-6070 - Fax: (62) 3209-6292 - www.eec.ufg.br

Scanned with CamScanner

Fonte: Próprio autor.