

**INSTITUTO FEDERAL**  
Minas Gerais  
Campus Avançado Arcos

INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO,  
CIÊNCIA E TECNOLOGIA DE MINAS  
GERAIS - *CAMPUS* ARCOS  
ENGENHARIA MECÂNICA

André Luís dos Santos Brito  
Felipe Fernandes Lopes  
Leonardo Simões Nascimento  
Lucas de Souza Lemos  
Vinícius Fonseca da Silva

## **Trabalho Acadêmico Integrador IV**

### **Máquina de ensaio de fadiga por flexão rotativa**

Arcos-MG

Junho/2018

André Luís dos Santos Brito  
Felipe Fernandes Lopes  
Leonardo Simões Nascimento  
Lucas de Souza Lemos  
Vinícius Fonseca da Silva

## **Trabalho Acadêmico Integrador IV**

### **Máquina de ensaio de fadiga por flexão rotativa**

Relatório apresentado ao Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Minas Gerais (IFMG), referente ao Trabalho Acadêmico Integrador, como requisito parcial para aprovação em todas as disciplinas ministradas no 4º período do Curso de Engenharia Mecânica.

Instituto Federal de Minas Gerais  
Campus Arcos  
Engenharia Mecânica

Orientador: Me. Flávio Fernandes Barbosa Silva

Arcos-MG  
Junho/2018

# RESUMO

Máquinas de ensaio de fadiga são usadas para o estudo de diferentes tipos de materiais com o objetivo de verificar algumas de suas propriedades mecânicas, como a resistência a fadiga. O projeto apresenta a construção de uma máquina de ensaio de fadiga por flexão rotativa de baixo custo, pois grande parte dos materiais utilizados foram reaproveitados. A priori foi seguido o modelo de R.R. Moore devido a este ser mais comumente empregado para realização de tais ensaios e pela facilidade de construção. Como muitas das falhas mecânicas são causadas pela fadiga dos aços em diversos tipos de equipamentos, a projeção e execução da máquina de ensaio de fadiga por flexão rotativa agrega conhecimento sobre a importância de conhecer os materiais utilizados em qualquer projeto.

**Palavras-chave:** Falha. Fadiga. Máquina de Ensaio. Baixo custo.

# SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>4</b>
1.1	Justificativa	4
1.2	Objetivo geral	4
1.3	Objetivos específicos	4
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>5</b>
2.1	Elementos de Máquina	5
2.2	Fadiga	5
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA</b>	<b>7</b>
3.1	Método de Construção	7
3.2	Materiais	8
<b>4</b>	<b>DESENVOLVIMENTO</b>	<b>9</b>
4.1	Análise estrutural	9
4.1.1	Cálculo da deflexão do suporte móvel	9
4.2	Descrição dos componentes	10
4.2.1	Sistema de aplicação de cargas	10
4.2.2	Acoplamento de eixo	12
4.2.3	Mandril	13
4.2.4	Mancal	14
4.2.5	Eixos	14
4.2.6	Cálculo do diâmetro do eixo com base na tensão de cisalhamento admissível	18
4.2.7	Motor	19
4.3	Dissipação de Calor	20
4.3.1	Entropia e Exergia	21
4.4	Eletrônica de controle	24
<b>5</b>	<b>CONCLUSÃO</b>	<b>26</b>
	<b>REFERÊNCIAS</b>	<b>27</b>
	<b>APÊNDICE A – DESENHO TÉCNICO DOS EIXOS</b>	<b>28</b>
	<b>APÊNDICE B – DEFLEXÃO</b>	<b>29</b>

# 1 INTRODUÇÃO

A segurança de um equipamento está intrinsecamente ligada à adequação do seu projeto às condições reais de operação. Um elemento sujeito a tensões cíclicas pode sofrer fadiga, um fenômeno que pode causar redução da vida útil do componente, falhas repentinas, e danos potencialmente catastróficos.

Para possibilitar a previsibilidade da resistência dos materiais quando expostos às tensões cíclicas são efetuados ensaios mecânicos que simulam as condições reais de operação e seus resultados podem então ser utilizados para tornar os equipamentos mais seguros e confiáveis. O presente relatório se propõe a finalizar o projeto e a construção da máquina de ensaio de fadiga por flexão rotativa.

## 1.1 JUSTIFICATIVA

A falha de materiais é um evento indesejável por qualquer engenheiro e projetista, pois incluem perdas econômicas, riscos a vida humana, e dúvidas quanto a qualquer outra parte do projeto. Mesmo que as causas da falha sejam conhecidas é difícil preveni-las, e desse modo é necessário conhecer se os materiais utilizados suportam tais esforços. [1]

A construção da máquina de ensaio de fadiga visa proporcionar aos estudantes e professores um estudo sobre como o material utilizado responde a um ensaio de fadiga por flexão rotativa. Dessa maneira pode-se conhecer melhor o comportamento e propriedades do material utilizado no projeto, e assim verificar se seu uso é benéfico.

## 1.2 OBJETIVO GERAL

Projetar e construir uma máquina que realize ensaios de fadiga por flexão rotativa.

## 1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Projetar os elementos da máquina de ensaio;
- Construir a máquina de ensaio;

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

"A palavra *designer* provém da palavra latina *designare*, que significa "*designar ou escolher*". O dicionário *Webster* oferece várias definições da palavra **design**, a mais aplicável delas é "*esboçar, traçar ou planejar como ação ou trabalho (...) para conceber, inventar e produzir*." Estamos mais preocupados aqui com o projeto de engenharia do que com o desenho artístico. O processo de aplicação das várias técnicas e princípios científicos com o intuito de definir um dispositivo, um método ou um sistema suficientemente pormenorizado para permitir sua realização". [2]

### 2.1 ELEMENTOS DE MÁQUINA

Ao se projetar uma máquina deve-se ter em mente que em sua essência ela é formada por várias peças inter-relacionadas, também chamadas de elementos de máquinas. E ter noção de que toda máquina desenvolverá um trabalho útil e, quase sempre, alguma transferência de energia estará envolvida. A alusão a forças e movimentos, é relevante ao nosso interesse, visto que, ao converter alguma forma de energia em outra, a máquina projetada, desenvolverá movimentos e forças. [2]

A priori, é fundamental, projetar uma peça de cada vez, porém se deve reconhecer que o desempenho de cada peça depende do desempenho de várias outras, uma vez que todas elas trabalham com um único objetivo. [2]

Os elementos de máquina que compõem o projeto são os eixos, mancais, mandris, acoplamento e motor. Eixos são utilizados para transmitir movimento de rotação e torque; mancais servem para apoio fixo dos eixos; acoplamento é responsável para unir diferentes eixos; mandris são elementos cônicos utilizados para acoplar um elemento e o motor fornece o torque para o sistema.

### 2.2 FADIGA

Fadiga é definido pela ASTM (*American Society for Testing and Materials*) como sendo um processo de alteração permanente, progressivo e localizado que ocorre no material sujeito a tensões e deformações em um determinado ponto ou em vários, que podem ocasionar trincas e conseqüentemente se tornando uma fratura completa do componente após determinado número de ciclos de solicitações de esforços.<sup>1</sup> [3]

Basicamente, a fadiga está relacionada com a deformação plástica localizada causando distorções e movimentação de discordâncias ao longo do material. À medida que

---

<sup>1</sup> Para maiores informações sobre mecanismos de fadiga, ensaio mecânicos e análise estática do corpo de prova vide [3]

o material é exposto a ciclos de tensões ocorrem essas movimentações adicionais onde aparecem e se agrupam em trincas microscópicas, assim como, defeitos pontuais como lacunas ou inclusões preexistentes atuarão como intensificadores de tensão para iniciar a trinca. [2]

## 3 METODOLOGIA

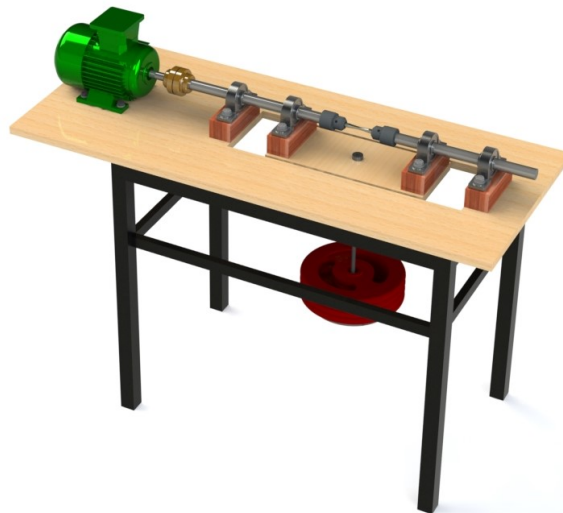
### 3.1 MÉTODO DE CONSTRUÇÃO

Diferentemente da máquina de R.R.Moore, a máquina do projeto foi feita com Como parte de um projeto dividido em duas etapas, fez-se na primeira etapa uma pesquisa exploratória, onde foi realizado um levantamento bibliográfico acerca das causas, efeitos e danos reais que provocam as falhas por fadiga. Estudos de casos foram feitos para coletar dados acerca do mecanismo de funcionamento da máquina desenvolvida por R.R. Moore. Sendo assim, a segunda etapa do projeto foi subdividida em quatro etapas com o objetivo de organizar e melhorar o desenvolvimento do projeto.

Etapa 1 – Pesquisa e aprimoramento da temática abordada e delimitação dos elementos de contorno do problema.

Etapa 2 – Esboço da máquina e, por conseguinte a elaboração de um desenho em 3D no *software* Autodesk Inventor (Figura 1) tendo como base o modelo de R.R. Moore. Percepção, dimensionamento e confecção de desenhos técnicos (Apêndice A) dos elementos que a compõem levando em conta normas e preceitos da engenharia mecânica.

Figura 1 – Modelo atualizado



Fonte: Próprios Autores

Etapa 3 – Aquisição e fabricação dos elementos de máquina de modo a priorizar o baixo custo idealizado pelo projeto.

Etapa 4 – Construção e ajuste da máquina de ensaio de fadiga por flexão rotativa (Figura 2). Avaliação dos resultados obtidos.



Figura 2 – Máquina finalizada



Fonte: Próprios Autores

Para a aquisição dos dados foi utilizado um sistema eletrônico onde um sensor óptico conectado ao arduíno realiza a contagem dos ciclos do corpo de prova, o que possibilita um baixo custo devido ao preço dos componentes.

## 3.2 MATERIAIS

Os materiais utilizados para a construção da máquina de ensaio de fadiga por flexão rotativa estão listados na Tabela 1.

Tabela 1 – Materiais

	Descrição	Qtd
1	Mesa	1
2	Haste	1
3	Motor 1/4HP	1
4	Acoplamento GR 036	1
5	Base para massas	1
6	Eixo primário	1
7	Parafuso	12
8	Mancal P205	4
9	Rolamento UC205	4
10	Mandril	2
11	Eixo secundário	1
12	Base para mancal	4
13	Sensor óptico	1
14	Resistor 10k $\Omega$	1
15	Resistor 330 $\Omega$	1
16	<i>Protoboard</i>	1
17	<i>Jumpers</i>	1
18	Arduíno	1

Fonte: Próprios autores

## 4 DESENVOLVIMENTO

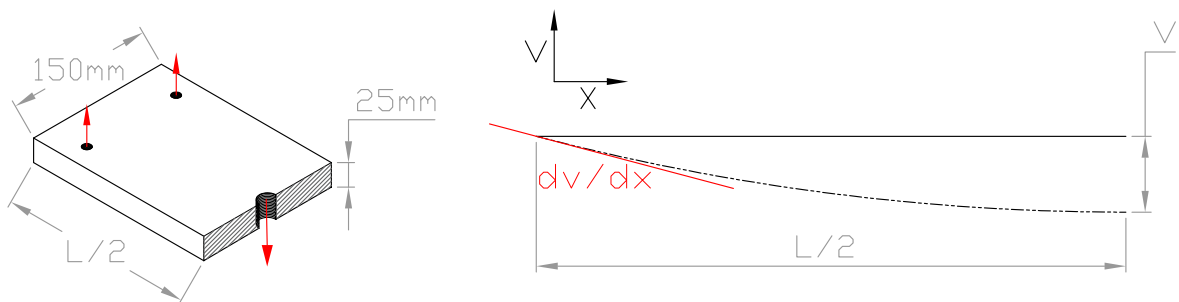
### 4.1 ANÁLISE ESTRUTURAL

#### 4.1.1 CÁLCULO DA DEFLEXÃO DO SUPORTE MÓVEL

A deflexão no suporte pode afetar os esforços aplicados ao corpo de prova, alterando os resultados dos ensaios, pois o suporte móvel da mesa está sujeito a um momento fletor causado pelo sistema de pesos, sendo assim necessário o cálculo da deflexão e da inclinação resultante no material.

Para o cálculo da deflexão e inclinação, as forças atuantes serão consideradas como forças pontuais, visto que provocam maiores alterações nos cálculos. Notando que a deflexão máxima ocorre no centro da linha elástica<sup>1</sup> e a inclinação máxima é encontrada nas extremidades (Figura 3), por simetria o cálculo é feito até o ponto de inflexão das curvas, considerando que a madeira utilizada seja homogênea, o limite de escoamento não seja ultrapassado e que o suporte esteja sujeito apenas à flexão.

Figura 3 – Dimensões do suporte e linha elástica



Fonte: Próprios Autores

O cálculo para deflexão e inclinação pode ser obtido pelo arranjo das definições da lei de Hooke, flexão, deflexão por meio da curvatura e curvatura por meio do cálculo vetorial (Apêndice B). Por fim, tem-se para este caso:

$$\frac{d^2v}{dx^2} = \frac{Px}{EI} \quad (1)$$

<sup>1</sup> O diagrama que representa as modificações ao longo de uma linha que passa pelo centroide de área da seção transversal do elemento é chamado de linha elástica

A inclinação da linha elástica é dada pela primeira integral da equação 1 e a deflexão pela segunda integral. Os pontos onde a inclinação e deflexão são máximos são utilizados para obter as constantes de integração (Figura 3).

$$\frac{d}{dx}v^{(0)} = \frac{-PL^2}{EI8} \quad (2)$$

$$v_{(\frac{L}{2})} = \frac{PL^3}{48EI} - \frac{PL^2}{EI8} \quad (3)$$

Como  $P = 294N$  é a força que o sistema de pesos exerce no componente móvel,  $L = 400mm$  o comprimento,  $E = 13,7GPa$  é o módulo de elasticidade segundo o *The Wood Database* para a madeira *Pinus Elliollii*, e  $I = \frac{b \cdot h^3}{12} \rightarrow I = 1,71 \times 10^{-7}m^4$  o momento de inércia de área. Através das equações 2 e 3 calcula-se a inclinação e deflexão do componente móvel.[4]

$$\frac{d}{dx}v^{(0)} = -2.51 \times 10^{-3}rads$$

$$v_{(0,4)} = -2.34 \times 10^{-3}m$$

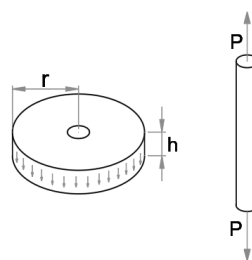
Acredita-se que a deflexão e a inclinação são irrelevantes para o projeto, por isso serão desconsideradas.

## 4.2 DESCRIÇÃO DOS COMPONENTES

### 4.2.1 SISTEMA DE APLICAÇÃO DE CARGAS

Para realizar a flexão no corpo de prova é necessário fornecer uma força em suas extremidades, esta sendo proporcionada por uma haste com pesos fixada no suporte móvel. Através de um diagrama de corpo livre da haste (Figura 4) busca-se observar as forças atuantes.

Figura 4 – Diagrama de corpo livre da haste



Fonte: Próprios autores

Percebe-se que a haste está sujeita a uma tensão uniaxial, e por meio desta pode ser calculado o diâmetro necessário para suportar tais esforços. Equacionando o diâmetro através da tensão axial média.[5]

$$\sigma_{adm} = \frac{P}{\pi \left(\frac{d}{2}\right)^2}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{esc}}{FS}$$

$$d_{haste} = 2\sqrt{\frac{P \cdot FS}{\pi \sigma_{esc}}} \quad (4)$$

Onde  $\sigma_{esc}$  é a tensão de escoamento por tração do material,  $FS$  é o fator de segurança e  $P$  a força exercida sobre a haste.

Como a área interna do disco sofre um esforço cisalhante, para dimensioná-lo é necessário determinar sua espessura. Então de modo análogo:

$$h_{disco} = \frac{V \cdot FS}{\pi d_{haste} \cdot \tau_{esc}} \quad (5)$$

Onde  $h_{disco}$  é a espessura do disco,  $V$  é o esforço cisalhante e  $\tau_{esc}$  a tensão de escoamento por cisalhamento do material.

Em razão da carga e tensões serem conhecidas o valor adotado para o coeficiente de segurança é 2,0 e sendo o aço escolhido o *SAE (Society of Automotive Engineers)* 1020 laminado a quente, os valores do limite de escoamento a tração e cisalhamento são respectivamente  $\sigma_{esc} = 210MPa$  e  $\tau_{esc} = 125MPa$ . Resolvendo as Equações 4 e 5, para  $P = V = 294N$ . [2]

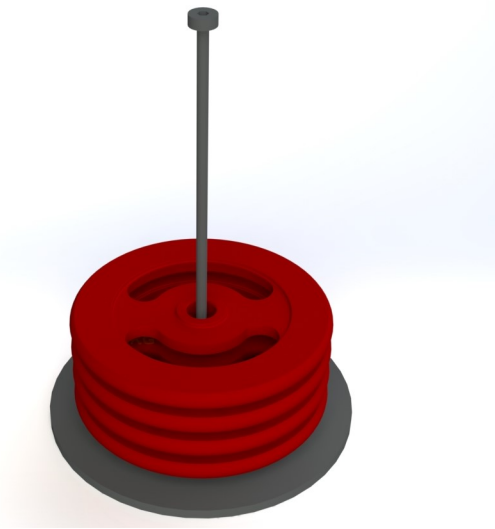
$$d_{haste} = 1,90mm$$

$$h_{disco} = 0,79\mu m$$

O diâmetro mínimo da haste e a altura mínima do disco são de 1,90mm e 0,79μm respectivamente. Logo, para o projeto foi utilizado 19mm para o diâmetro da haste e 5mm para a altura do disco.

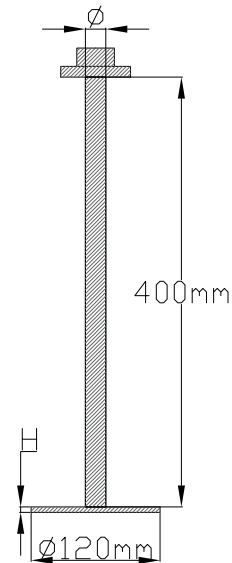
Como especificação do projeto foram definidos o comprimento da haste e o diâmetro do disco como sendo 400mm e 120mm respectivamente (Figuras 5 e 6).

Figura 5 – Haste 3D



Fonte: Próprios autores

Figura 6 – Cotas haste



Fonte: Próprios Autores

#### 4.2.2 ACOPLAMENTO DE EIXO

Sabendo que o eixo sofre forças tanto horizontais quanto verticais, é necessário o uso de um acoplamento flexível para unir o motor ao eixo. A escolha do acoplamento foi feita utilizando a tabela do fabricante com base na potência, torque, RPM e diâmetro do eixo.[6]

Foi escolhido o acoplamento elástico MADFLEX GR 067 (Figura 7) composto por dois cubos de ferro fundido e um elemento elástico entre eles. Esse tipo de acoplamento é torcionalmente elástico e flexível em todas as direções, permitindo desalinhamentos e resistência a vibrações, gerando uma proteção para os elementos acoplados.

Figura 7 – Acoplamento



Fonte: [6]

Sendo o acoplamento feito de ferro fundido cinzento, que é um material com

alta resistência mecânica e pouca ou quase nenhuma ductilidade, se faz necessário que o acoplamento não sofra grandes impactos. Assim, é necessário conhecer as forças que agem entre as duas partes do acoplamento em seu momento mais crítico, que se dá no acionamento do motor, uma vez que é sob essa condição que o acoplamento poderá se romper. Para isso utilizou-se as equações do movimento rotacional em torno de um eixo fixo, obtidas a partir da Segunda Lei de Newton.

$$\sum M_G = I_G \cdot \alpha$$

Onde  $M_G$  é o somatório de todos os momentos aplicados no ponto G,  $I_G$  é o momento de inércia de massa e  $\alpha$  a aceleração angular. O motor exerce um torque de  $0,516N \cdot m$  e o momento de inércia de massa é tabelado pelo fabricante sendo igual a  $0,0004Kg \cdot m^2$

$$0,516N \cdot m = 0,0004Kg \cdot m^2 \cdot \alpha \rightarrow \alpha = 1290rad/s^2$$

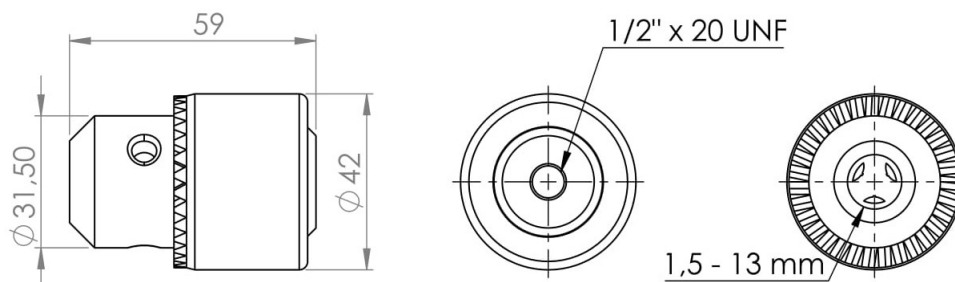
Utilizando a relação  $a_t = \alpha \cdot r$  onde  $a_t$  é a aceleração tangencial e  $r$  o raio. Com a aceleração angular encontrada e com o raio do acoplamento de  $0,0335m$ , encontrou-se a aceleração tangencial de  $43,21m/s^2$ .

Como,  $\sum F = m \cdot a$ , temos que a força atuante entre as duas partes do acoplamento é de  $41,48N$ . O fabricante especifica que o acoplamento não sofra forças maiores que  $1,17kN$ , deste modo a força sofrida pelo acoplamento é tolerável. [1]

### 4.2.3 MANDRIL

Os corpos de prova que serão ensaiados na máquina não devem exceder  $13mm$  de diâmetro, de forma que mandris de  $1/2''$  (Figura 8) podem ser incorporados ao projeto.

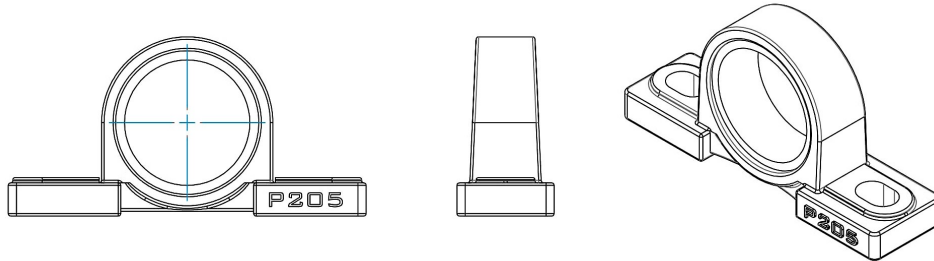
Figura 8 – Mandril



#### 4.2.4 MANCAIS

Os mancais utilizados no projeto são do modelo P205 (Figura 9).

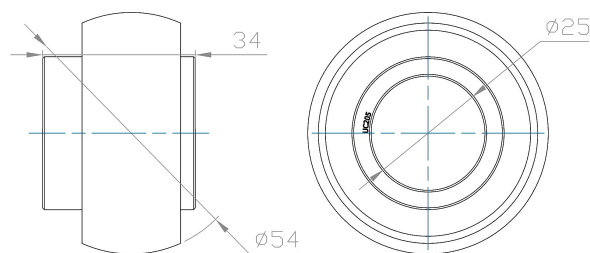
Figura 9 – Mancal P205



Fonte: Próprios autores

São adequados para o projeto pois permitem a rotação do eixo em todos os eixos cartesianos com pequena limitação. Os rolamentos utilizados são do modelo UC205 (Figura 10), cujo diâmetro interno é de 25mm.

Figura 10 – Rolamento UC205

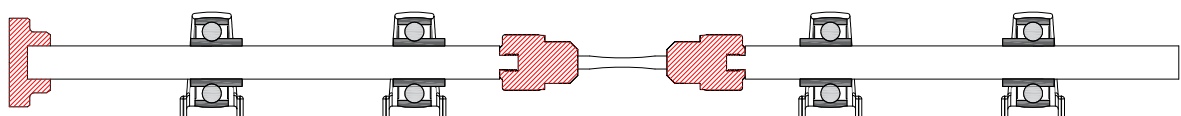


Fonte: Próprios autores

#### 4.2.5 EIXOS

O dimensionamento do eixo principal da máquina baseia-se nas dimensões dos corpos de prova que serão utilizados. Além das dimensões do acoplamento flexível pré-selecionado, mancais, rolamentos e mandris disponíveis (Figura 11).

Figura 11 – Geometria do eixo



Fonte: Próprios autores

O eixo em questão será submetido a flexão alternada e a torção, provocadas pela carga aplicada através do sistema de pesos e pelo torque proporcionado pelo motor, respectivamente. Calcula-se o diâmetro mínimo para o eixo através da equação 6. [2]

$$d = \left\{ \frac{32FS}{\pi} \left[ \left( K_f \frac{M_a}{S_f} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( K_{fsm} \frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (6)$$

Onde  $FS$  é o fator de segurança,  $K_f$  e  $K_{fsm}$  são os fatores de concentração de tensões em fadiga para flexão e torção respectivamente,  $M_a$  é o momento fletor alternante,  $S_f$  é o limite de resistência a fadiga,  $T_m$  é o torque médio e  $S_y$  é a resistência ao escoamento.

Para resolver a equação define-se as variáveis envolvidas:

**Fator de segurança( $FS$ )**

Será considerado um fator de segurança de 2,5.

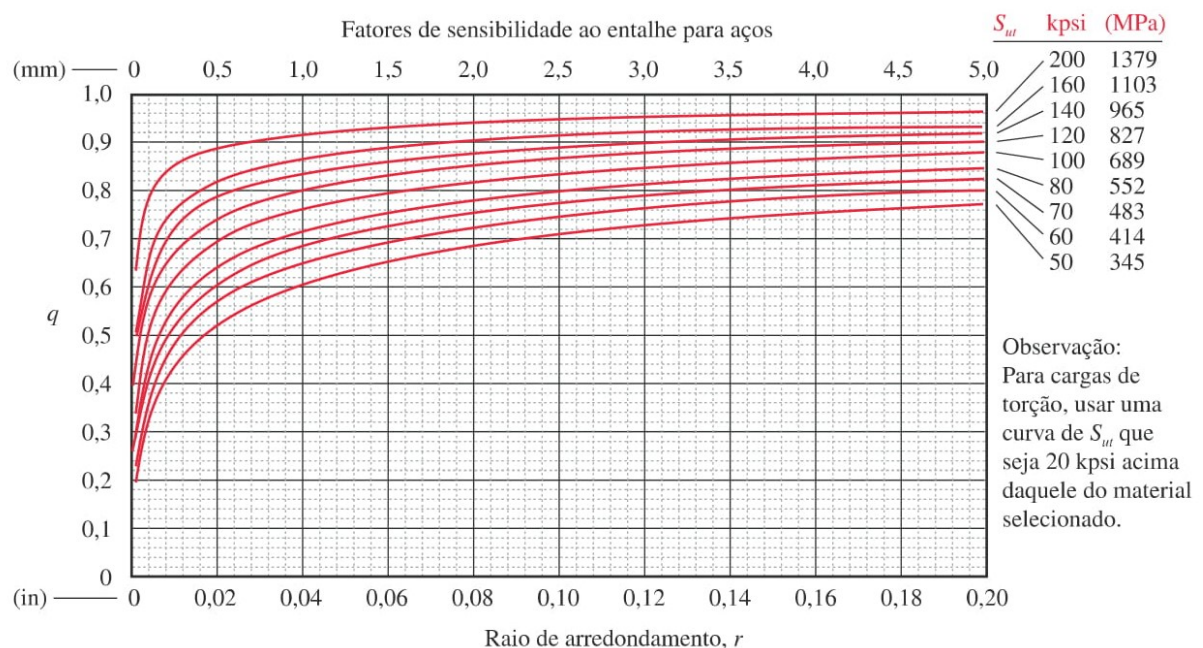
**Fator de concentração de tensões em fadiga para flexão( $K_f$ )**

Definido pela equação:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

Onde  $q$  é a sensibilidade ao entalhe e  $K_t$  é o fator de concentração de tensões teórico (estático). É possível obter  $q$  através de gráficos (Figura 12), com base na resistência máxima em tração ( $S_{ut}$ ) que é uma propriedade do material, e no raio do arredondamento.

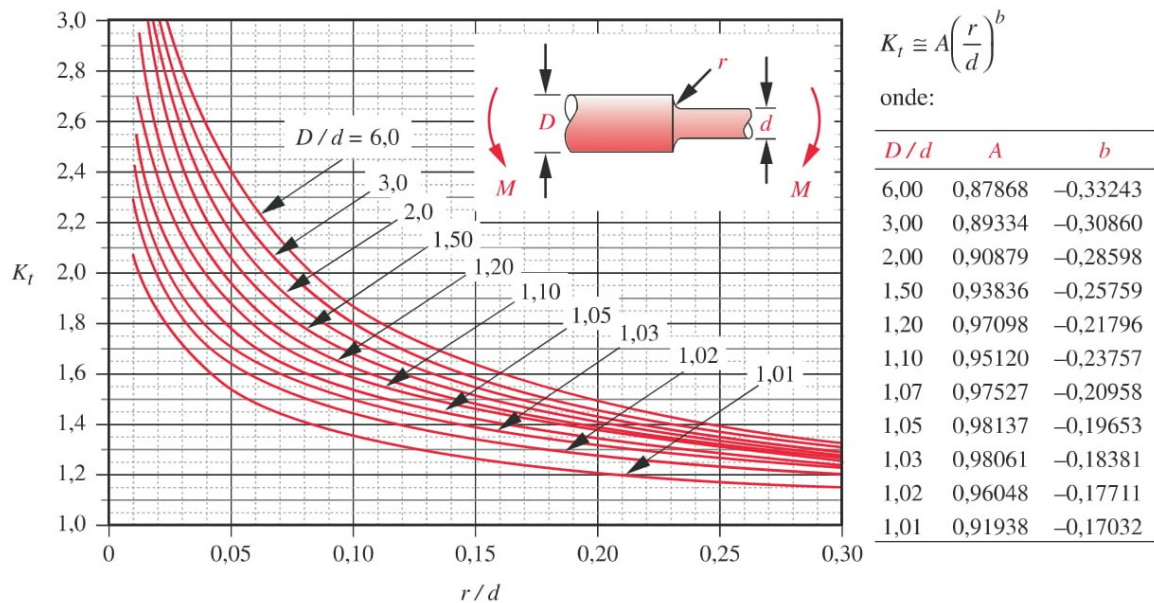
Figura 12 – Fator de sensibilidade ao entalhe para aços





Considerando que há apenas um rebaixo arredondado para o encaixe do mandril, é possível obter  $K_t$  através de gráficos (Figura 13), com base na relação entre o diâmetro do arredondamento e o diâmetro do eixo após o rebaixo.

Figura 13 – Fator de concentração de tensões para flexão



Fonte: [2]

Inicialmente será considerado o material de fabricação do eixo sendo o SAE 1020 laminado a frio, que possui  $S_{ut} = 469MPa$ . Devido as dimensões dos mandris pré-selecionados, o diâmetro do eixo após o rebaixo será de  $11mm$ , e o raio do arredondamento  $1mm$  inicialmente. A relação  $\frac{D}{d}$  é considerada igual à 2, assim obtém-se  $K_f$ . [2]

$$K_f = 1 + 0,69(1,8 - 1) \rightarrow K_f = 1,552$$

### Momento alternante ( $M_a$ )

O momento alternante é calculado a partir da tabela 1 do relatório anterior. [3]

$$M_a = \frac{M_{max} - M_{min}}{2}$$

$$M_a = \frac{24,1645N \cdot m - (-24,1645N \cdot m)}{2}$$

$$M_a = 24,1645N \cdot m$$

### Limite de resistência à fadiga ( $S_f$ )

O limite de resistência à fadiga não corrigido ( $S_{f'}$ ) é dado por:

$$S_{f'} = 0,5 \cdot S_{ut} \rightarrow S_{f'} = 234,5 MPa$$

O limite de resistência à fadiga corrigido é então dado por:

$$S_f = C_{carreg} \cdot C_{tamanho} \cdot C_{superf} \cdot C_{temp} \cdot C_{conf} \cdot S_{f'}$$

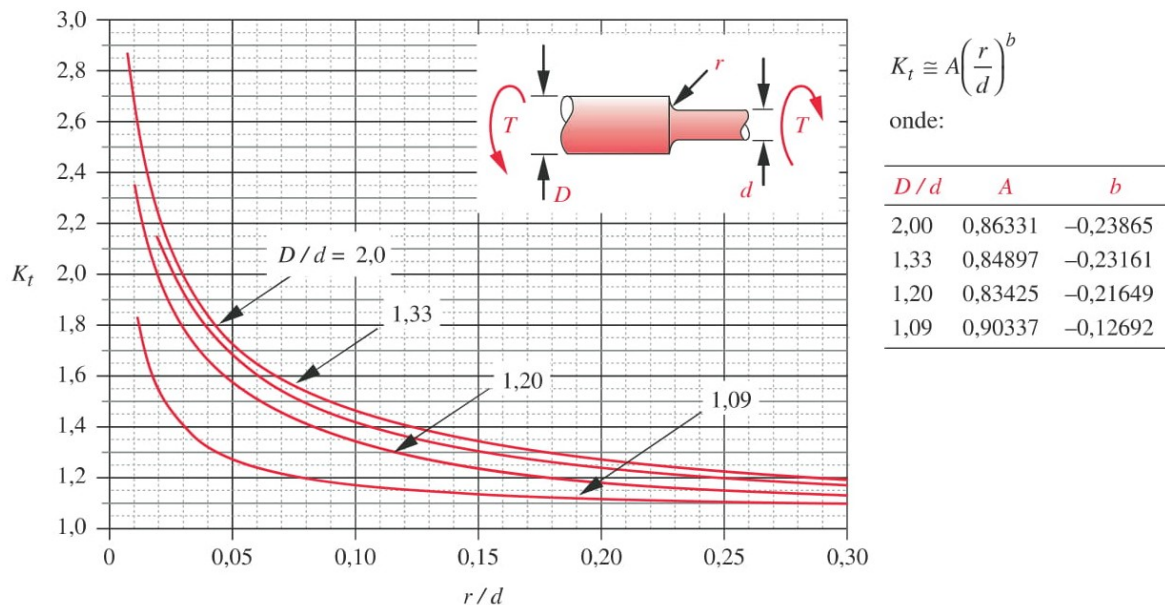
O carregamento é de flexão e torção, portanto o coeficiente de carga,  $C_{carreg}$ , é 1. Como o tamanho da peça até então é indefinido, temporariamente será considerado que o coeficiente de tamanho,  $C_{tamanho}$ , é igual a 1. O coeficiente de acabamento superficial,  $C_{superf}$  é de 0,84, escolhido para um acabamento de usinagem. Como a temperatura de operação é a ambiente,  $C_{temp}$ , é igual a 1, e para 99,99% de confiabilidade  $C_{conf} = 0,702$ . [2][7]

$$S_f = 1 \cdot 1 \cdot 0,84 \cdot 1 \cdot 0,702 \cdot 234,5 \rightarrow S_f = 138,28 MPa$$

### Fator de concentração de tensões em fadiga para torção ( $K_{fsm}$ )

É obtido de forma análoga ao  $K_f$  (Figura 14).

Figura 14 – Fator de concentração de tensões para torção



Fonte: [2]

$$K_{fsm} = 1 + 0,72(1,5 - 1) \rightarrow K_{fsm} = 1,36$$

**Torque médio**( $T_m$ )

O torque médio será o proporcionado pelo motor, que de acordo com a equação 13:  
 $T = 0,516N \cdot m$ .

**Resistência ao escoamento**( $S_y$ )

É uma propriedade do material, que para o SAE 1020 é de  $393MPa$ , conforme [2].  
 Substituindo os valores das variáveis na equação 6:

$$d = \left\{ \frac{32 \cdot 2,5}{\pi} \left[ \left( 1,552 \cdot \frac{24,1645}{138,28 \cdot 10^6} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( 1,36 \cdot \frac{0,516}{393 \cdot 10^6} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} = 19,044 \text{ mm} \quad (7)$$

Como o diâmetro interno dos rolamentos UC 205 pré-selecionados para o projeto é  $25mm$ , o eixo pode ser fabricado com diâmetro compatível com os mesmos.

#### 4.2.6 CÁLCULO DO DIÂMETRO DO EIXO COM BASE NA TENSÃO DE CISALHAMENTO ADMISSÍVEL

Para a fabricação do eixo foi utilizado o aço SAE 1020, que possui uma tensão de escoamento de  $393MPa$ , o que possibilita encontrar a tensão de cisalhamento admissível, e posteriormente o diâmetro do eixo. Existe uma relação da tensão de escoamento e a tensão de cisalhamento. "Essa relação define a tensão de cisalhamento no escoamento de qualquer material dúctil como uma fração da tensão normal de escoamento determinada no teste de tração"[2]. Portanto pela equação 8 encontra-se a tensão de cisalhamento. Onde  $\sigma_{cis}$  é a tensão de cisalhamento e  $\sigma_{esc}$  é a tensão de escoamento do aço.

$$\sigma_{cis} = \frac{\sigma_{esc}}{\sqrt{3}} = \frac{393}{\sqrt{3}} = 226MPa \quad (8)$$

A tensão de cisalhamento admissível ( $\sigma_{adm}$ ) é obtida pela relação entre a tensão de cisalhamento ( $\sigma_{cis}$ ) e o fator de segurança ( $FS$ ). Onde  $FS = 2,5$ .

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{cis}}{FS} = \frac{226}{2,5} = 90,4MPa \quad (9)$$

Portanto, com o torque do motor e a tensão de cisalhamento admissível, calcula-se o raio do eixo. Onde  $T$  é o torque.

$$r = \sqrt[3]{\frac{2T}{\pi \sigma_{adm}}} = \sqrt[3]{\frac{2(0,516N \cdot m)}{\pi(90,4MPa)}} = 1,54mm \quad (10)$$

Logo, o diâmetro equivale a  $3,08mm$ .

Como o diâmetro do eixo possui um valor baixo, com esta análise conclui-se que os esforços devido ao cisalhamento proveniente do torque são desprezíveis comparado aos esforços de flexão e a possível falha por fadiga. Portanto, pelo cálculo anterior onde o limite de resistência a fadiga é corrigido para vida infinita, o diâmetro do eixo pode ser de  $25mm$ , atendendo assim aos rolamentos já disponíveis.

#### 4.2.7 MOTOR

Para determinar a potência necessária ao motor calcula-se o torque através da equação 11.[8]

$$T = \frac{\mu \cdot F \cdot d}{2} \quad (11)$$

Onde  $\mu$  é o coeficiente de atrito dos rolamentos,  $F$  é a força provocada pela carga aplicada e  $d$  é o diâmetro interno dos rolamentos.

A potência do motor é dada por:

$$P = T \cdot n \cdot \frac{2\pi}{60 \cdot 746} \quad (12)$$

No qual  $P$  é a potência em HP e  $n$  é o número de rotações em RPM.

Partindo das especificações dos itens já disponíveis ao projeto:

Tabela 2 – Especificações Motor

Potência	0,25 HP
Rotação	3450 RPM
Corrente	4,0/2,0 A

Fonte: Próprios autores

Calcula-se a carga nominal máxima suportada. Para os valores de potência e rotação do motor:

$$0,25 = T \cdot 3450 \cdot \frac{2\pi}{60 \cdot 746} \rightarrow T = 0,516N \cdot m \quad (13)$$

Como são 4 rolamentos, o torque máximo por rolamento é dado por:

$$T_{max} = \frac{0,516}{4} N \cdot m = 0,129N \cdot mm$$

Substituindo em 11:

$$0,129 = \frac{0,0015 \cdot F_{max} \cdot 0,025}{2} \rightarrow F_{max} = 6882,87N$$

Os valores de  $\mu$  e  $d$  são referentes ao coeficiente de atrito para rolamentos de esferas [8] e o diâmetro interno dos rolamentos UC 205 respectivamente.

Considerando uma carga de  $30Kg$ , que equivale à carga máxima geralmente utilizada em máquinas que utilizam o sistema de pesos para provocar flexão, obtém-se a partir das Equações 11 e 12 que a potência necessária é de  $0,0107HP$ . Como o motor possui potência nominal de  $0,25HP$ , o mesmo pode ser usado no projeto.

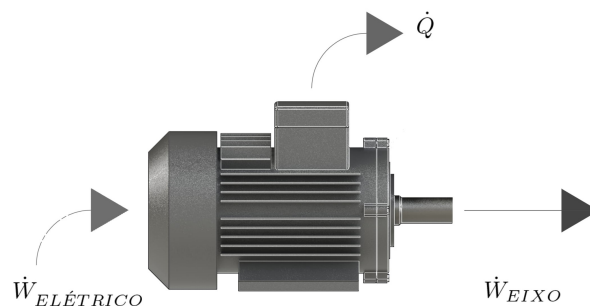
### 4.3 DISSIPACÃO DE CALOR

Em motores ocorre a dissipação de calor para o meio, prejudicando a eficiência do sistema. Em motores elétricos a dissipação é causada por quatro fatores principais, sendo: vibrações, ruídos, correntes de fuga e interferência eletromagnética; computadas pela eficiência elétrica.

Os ruídos e as vibrações se devem ao atrito entre as peças do sistema, que mesmo bem ajustadas perdem energia. A interferência eletromagnética é causada pelos componentes do motor que produzem um campo magnético, prejudicando-os e dissipando energia. Além do fluxo indesejado da corrente elétrica, as correntes de fuga.

Para calcular a taxa de calor que é perdida do motor para o meio é feito primeiramente uma análise do sistema (Figura 15).

Figura 15 – Diagrama do Sistema Fechado



Fonte: Próprios Autores

O balanço da taxa de energia é dado por:

$$\dot{U} = \dot{Q} - \dot{W} \quad (14)$$

Onde  $\dot{U}$  é a variação da energia interna em relação ao tempo, que considerando um regime permanente é igual a zero.  $\dot{Q}$  é a taxa de dissipação do calor e  $\dot{W}$  é a potência elétrica e de eixo. A potência elétrica é dada por:

$$\dot{W}_{el} = VI$$

Onde  $\dot{W}_{el}$  é a potência elétrica,  $V$  a tensão de 110V e  $I$  a corrente elétrica de 4A.

$$\dot{W}_{el} = 110 \cdot 4 = 0,440kW$$

Calculando a potência de eixo:

$$\dot{W}_{eixo} = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot T$$

Onde  $\dot{W}_{eixo}$  representa a potência do eixo,  $n$  o número de revoluções por segundo e  $T$  o torque do motor.

$$\dot{W}_{eixo} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{3450}{60} \cdot 0,516 = 0,186kW$$

Adotando  $\dot{Q}$  que entra e  $\dot{W}$  que sai do sistema como positivos, têm-se:

$$\dot{U} = \dot{Q} - \dot{W}$$

$$0 = -\dot{Q} - [-0,440 + 0,186]$$

$$\dot{Q} = 0,254kW$$

Calculando a eficiência de Primeira Lei:

$$\eta = \frac{\dot{W}_{eixo}}{\dot{W}_{el}} = \frac{0,186}{0,440} = 42,3\% \quad (15)$$

Assim,  $0,254kW$  equivale a taxa de dissipação de calor do motor para o meio, o que possibilita uma análise da variação da entropia. E 42,3% a eficiência de Primeira Lei que posteriormente será comparada com a eficiência exergética.

### 4.3.1 ENTROPIA E EXERGIA

Sabendo que não é possível obter uma máquina reversível, ou seja, que opere com o máximo de eficiência, é feita a análise da entropia gerada no motor devido as irreversibilidades. O cálculo é dado pela equação:

$$\dot{S} = \sum \frac{\dot{Q}}{T} + \dot{\sigma} \quad (16)$$

Onde  $\dot{S}$  representa a taxa de entropia acumulada,  $\sum \frac{\dot{Q}}{T}$  o somatório da taxa de variação de entropia pela variação da temperatura que entra e sai do sistema e  $\dot{\sigma}$ , a entropia gerada.

Para calcular a entropia gerada é necessário conhecer a temperatura de operação do motor. Para tal foi desenvolvida uma função que define a temperatura do mesmo ao longo

do tempo, que se inicia na temperatura ambiente e tende à se elevar até a temperatura estável. A taxa de variação da temperatura em função do tempo é dada pela equação diferencial de primeira ordem, baseada na lei do resfriamento de Newton:

$$\frac{dT}{dt} = C_t - \lambda(T - T_0)$$

Onde  $C_t$  é a constante térmica de aquecimento do motor,  $\lambda$  é a constante de transferência de temperatura para o meio,  $T$  é a temperatura inicial do motor e  $T_0$  é a temperatura do meio. Desenvolvendo a equação:

$$T' + \lambda T = C_t + \lambda T_0$$

Utilizando o método do fator integrante para a resolução da equação diferencial:

$$\begin{aligned} \mu(t) &= e^{\int \lambda dt} = e^{\lambda t} \\ T &= \frac{1}{e^{\lambda t}} \cdot \int e^{\lambda t} \cdot (C_t + \lambda T_0) dt = \frac{1}{e^{\lambda t}} \cdot \left( \frac{C_t}{\lambda} e^{\lambda t} + \frac{\lambda T_0}{\lambda} e^{\lambda t} + K \right) \\ T &= \left( \frac{C_t}{\lambda} + T_0 \right) + K e^{-\lambda t} \end{aligned}$$

Para  $t = 0$  :

$$K = T - \left( \frac{C_t}{\lambda} + T_0 \right)$$

Assim:

$$T(t) = \left( \frac{C_t}{\lambda} + T_0 \right) + \left( T - \frac{C_t}{\lambda} - T_0 \right) e^{-\lambda t}$$

Foi efetuada uma medição da temperatura do motor imediatamente antes de desligá-lo, e logo após, uma nova leitura, onde a partir das temperaturas e do tempo entre as medições determina-se  $\lambda$ . Também foi realizada uma medição da temperatura do motor imediatamente antes de ligá-lo, e em seguida uma nova leitura, onde a partir das temperaturas, do tempo entre elas, e de  $\lambda$ , determina-se  $C_t$ . Para validar a função obtida foram realizadas 16 medições (Tabela 3) durante o aquecimento do motor, antes da temperatura se estabilizar. Todas as medições foram realizadas sem carregamento utilizando um termômetro digital Minipa MT-320.

Tabela 3 – Dados experimentais

<b>Tempo (min)</b>	<b>0</b>	<b>2</b>	<b>4</b>	<b>6</b>	<b>8</b>	<b>10</b>	<b>12</b>	<b>14</b>
Temperatura (°C)	23,5	23,3	24,2	25,4	26,3	27,2	29,2	29,4
<b>Tempo (min)</b>	<b>16</b>	<b>18</b>	<b>20</b>	<b>22</b>	<b>24</b>	<b>26</b>	<b>28</b>	<b>30</b>
Temperatura (°C)	30,2	30,7	32,1	31,4	33,2	34,9	33,7	34,9

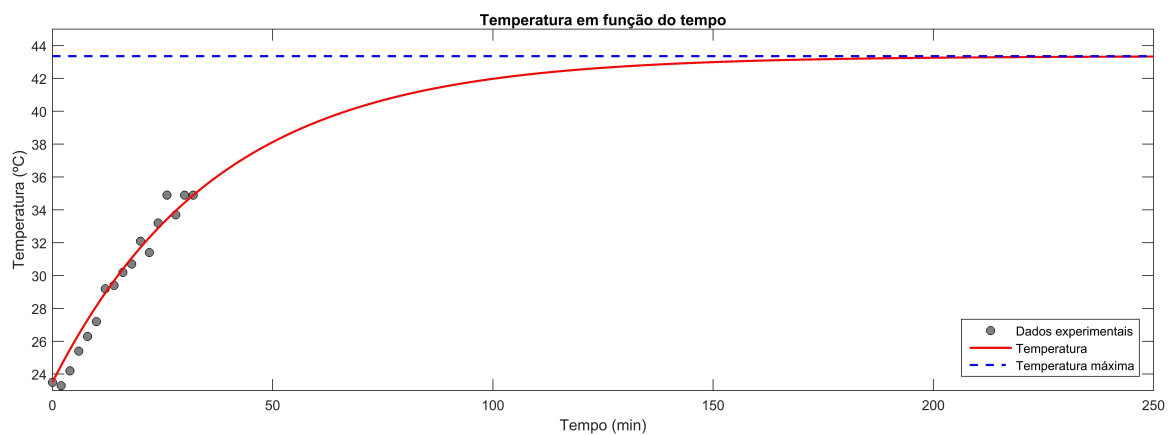
Fonte: Próprios Autores

O motor foi desligado aos 30 minutos, e aos 31 minutos a temperatura medida foi de 34,6°C. A partir dos dados obtém-se:  $\lambda = 26,67 \times 10^{-3}$ ;  $C_t = 0,5296$ ; por conseguinte:

$$T(t) = 43,3596 - 19,8596e^{-0,0267t}$$

Plotando os resultados obtém-se uma comparação entre os dados experimentais coletados e a função desenvolvida (Figura 16). O coeficiente de correlação de Pearson obtido para o ajuste foi de  $r=0,9893$  (onde  $r=1$  indica máxima correlação).

Figura 16 – Temperatura em função do tempo



Fonte: Próprios Autores

Para definir a temperatura de estabilidade do motor em funcionamento foi calculado o limite da função temperatura quando  $t$  tende ao infinito:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} 43,3596 - 19,8596e^{-0,0267t} = 43,3596$$

Considerando o sistema envolvendo apenas o motor e operando em regime permanente na temperatura de estabilidade (43°C), a entropia gerada é:

$$0 = -\frac{0,254}{316,5} + \dot{\sigma} \Rightarrow \dot{\sigma} = 0,803 \text{ W} \cdot \text{K}^{-1}$$

Avaliando um sistema maior que envolva também o ambiente, onde a temperatura é de 23.5°C tem-se:

$$0 = -\frac{0,254}{297} + \dot{\sigma} \Rightarrow \dot{\sigma} = 0,856 \text{ W} \cdot \text{K}^{-1}$$



Conclui-se que o meio no qual o motor se encontra influencia na entropia gerada, ou seja, quanto maior a diferença de temperatura, maior será a geração de entropia. Portanto, conhecendo a temperatura ambiente calcula-se a taxa de exergia destruída ( $\dot{X}$ ).

$$\dot{X} = T\dot{\sigma} = 297 \cdot 0,803 = 238W \quad (17)$$

Logo, 238 W equivale a taxa de trabalho que não é aproveitado.

O cálculo da eficiência exergética é dado por:

$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{rev}} \quad (18)$$

Onde  $\eta_{II}$  é a eficiência exergética,  $\dot{W}_{real}$  é a potência de eixo e  $\dot{W}_{rev}$  a potência reversível.

Calculando a potência reversível:

$$\dot{W}_{rev} = \dot{W}_{real} + \dot{X} = 0.168 + 0.238 = 406W$$

Calculando a eficiência exergética:

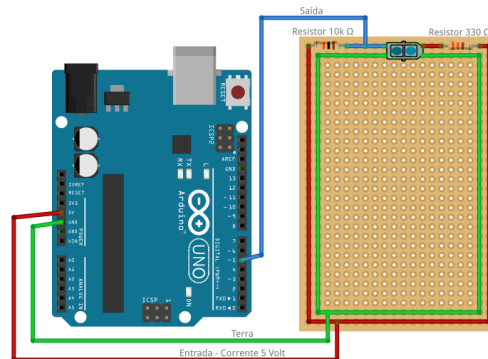
$$\eta_{II} = \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{rev}} = \frac{186}{406} = 45,8\%$$

Assim, pela eficiência de Primeira Lei tem-se que o motor possui um potencial de trabalho de 42,3%. Porém calculada a eficiência exergética, percebe-se que o motor converte 45,8% em trabalho útil.

## 4.4 ELETRÔNICA DE CONTROLE

Para realizar a contagem dos ciclos decorridos ao longo de um ensaio utilizou-se um sistema eletrônico composto pelo sensor óptico reflexivo TCRT 5000 conectado a um Arduino-UNO (17).

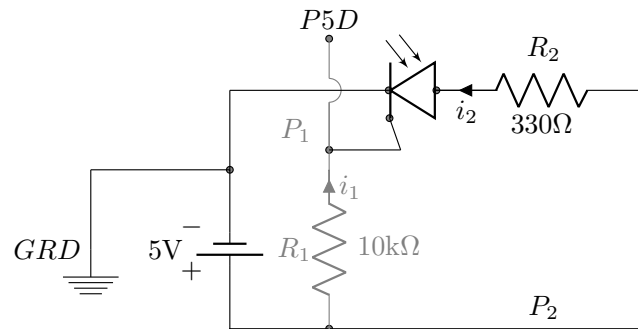
Figura 17 – Representação do circuito



Fonte: Próprios Autores

O sensor óptico possui dois componentes, um analógico e outro digital. O LED emite um feixe de luz infravermelha, e o fototransistor captura esse feixe e transforma-o em corrente elétrica, respectivamente. Quando um parafuso fixado no acoplamento interromper essa luz, o sistema eletrônico contará uma revolução do eixo. Foi montado um diagrama desse circuito para observar seu funcionamento (Figura 18).

Figura 18 – Circuito Arduino



Fonte: Próprios Autores

As malhas  $P1$  e  $P2$  estão sob mesma tensão de  $5V$  devido os resistores estarem em paralelo. O resistor  $R_1$  diminui a corrente  $I_1$  que vai para a entrada  $P5D$  do Arduino, e o resistor  $R_2$  deve diminuir a corrente  $I_2$  para o funcionamento seguro do LED. Com a tensão do LED vermelho de  $2V$  e a corrente de  $20mA$ , calcula-se sua resistência interna.[9]

$$\Delta V = R \cdot I \quad (19)$$

$$R = 100\Omega$$

Como o LED e a resistência de  $330\Omega$  estão conectados em série, a corrente na malha  $P2$  é

$$\Delta V = R \cdot I$$

$$5V = (330 + 100)\Omega \cdot I$$

$$I_2 = 11,6mA$$

Conclui-se então que o LED irá operar com uma resistência bem abaixo da máxima ( $20mA$ ), evitando assim qualquer detrimento.

## 5 CONCLUSÃO

O projeto teve como objetivo principal a elaboração de uma máquina de ensaio de fadiga por flexão rotativa. Além de ser um projeto de baixo custo, traz uma contribuição para o meio acadêmico visto que a máquina será utilizada principalmente pelos graduandos do curso de engenharia mecânica do Instituto Federal de Ciência e Tecnologia de Minas Gerais - Campus Arcos.

Os elementos de máquinas estudados foram dimensionados para atender as necessidades do projeto onde constatou-se que o estudo deles é de fundamental importância para a formação de um engenheiro mecânico, visto que em sua carreira profissional o engenheiro se depara com muitos desafios que envolvem estes elementos.

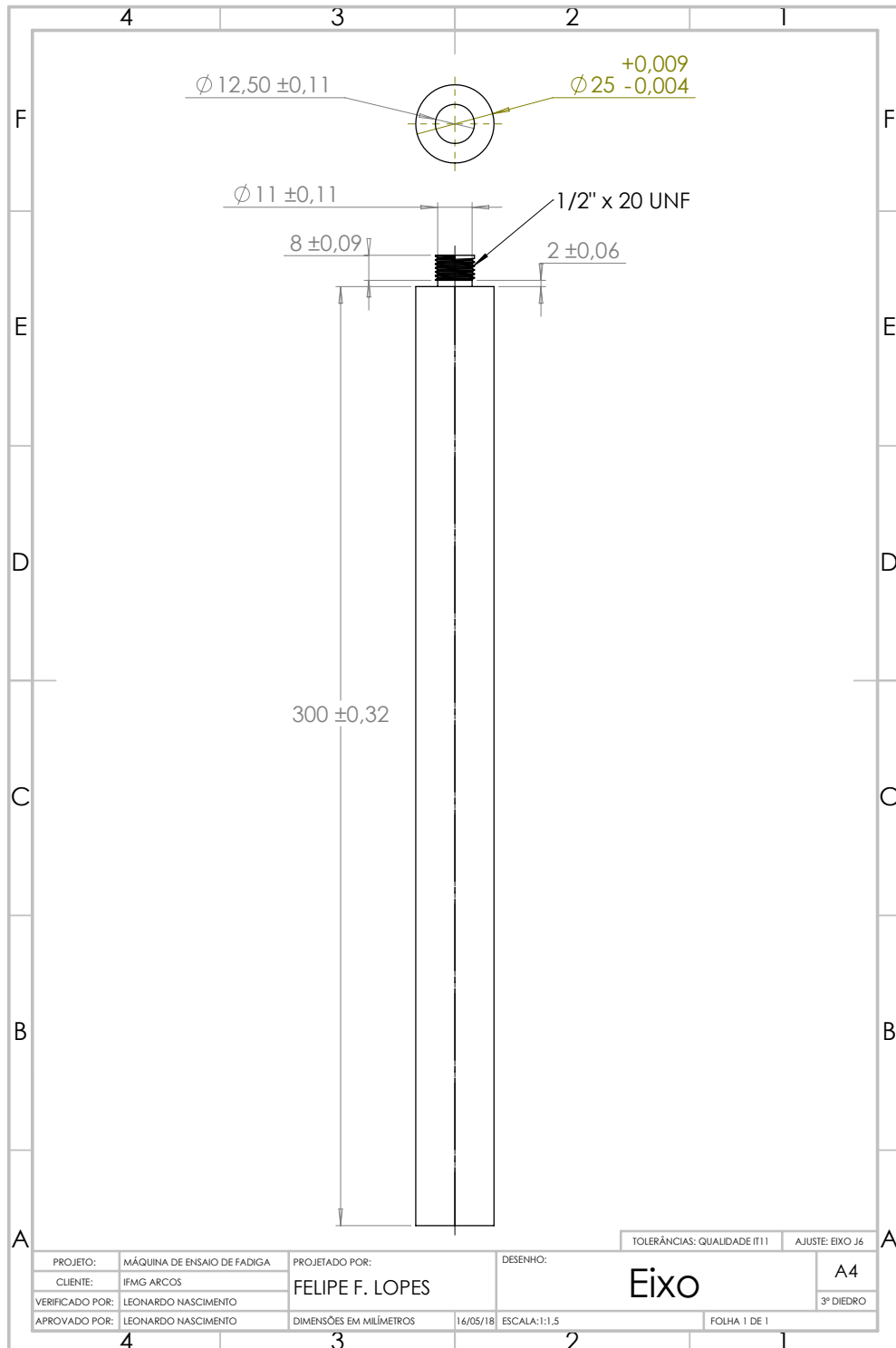
Vale ressaltar que apesar de serem de grande interesse e relevância ao projeto alguns cálculos e análises não foram realizadas por não serem o enfoque no momento, dentre os quais estão os cálculos estruturais do suporte da bancada e dos batentes, os cálculos de lubrificação para os mancais, vida útil dos rolamentos e elementos de fixação da haste. Tais cálculos serão realizados em estudos futuros.

Em suma o projeto atendeu aos objetivos propostos, que foi projetar e construir uma máquina de ensaio de fadiga por flexão rotativa. Ademais, espera-se grande utilidade da máquina quanto a realização de ensaios destrutivos a serem realizados no Departamento de Engenharia Mecânica do Instituto Federal de Ciência e Tecnologia de Minas Gerais - Campus Arcos.

# REFERÊNCIAS

- 1 CALLISTER, W. D.; RETHWISCH, D. G. *Engenharia dos Materiais: Uma introdução*. 9. ed. [S.l.]: LTC, 2016. Citado 2 vezes nas páginas 4 e 13.
- 2 NORTON, R. L. *Projeto de Máquinas: uma abordagem integrada*. 4. ed. [S.l.]: Bookman Editora, 2013. Citado 7 vezes nas páginas 5, 6, 11, 15, 16, 17 e 18.
- 3 FERNANDES, F.; FONSECA, V.; ET al. *Trabalho Acadêmico Integrador III: Máquina de ensaio de fadiga por flexão rotativa*. Arcos - Minas Gerais, 2017. Disponível em: <<https://www2.ifmg.edu.br/arcos/documentos-do-site/tai-2017-2/tai3-maquina-de-fadiga.pdf>>. Citado 2 vezes nas páginas 5 e 16.
- 4 HASELEIN, C. R. et al. Wood characteristics of plantation slash pine at age 30. v. 2, p. 135–142, 2000. Citado na página 10.
- 5 HIBBELER, R. C. *Resistência dos materiais*. [S.l.]: Pearson Educación, 2010. Citado 2 vezes nas páginas 11 e 29.
- 6 ACOPLAMENTOS Elásticos Madeflex GR. 2018. Disponível em: <[https://www.mademil.com.br/files/catalogos/catalogo\\_18.pdf?1499796315](https://www.mademil.com.br/files/catalogos/catalogo_18.pdf?1499796315)>. Acesso em: 14 de maio de 2018. Citado na página 12.
- 7 BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. *Elementos de Máquinas de Shigley: projeto de engenharia mecânica*. 8. ed. [S.l.]: AMGH Editora, 2011. Citado na página 17.
- 8 TAPIA, D. *Diseño de una máquina para realizar ensayos de fatiga de flexión rotativa para la Carrera de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ciencias de la Ingeniería*. [S.l.], 2017. Citado 2 vezes nas páginas 19 e 20.
- 9 DATASHEET Catalog. 2018. Disponível em: <<http://www.datasheetcatalog.com/>>. Acesso em: 20 de junho de 2018. Citado na página 25.
- 10 STEWART, J. *Cálculo*. [S.l.]: Cengage Learning, 2016. v. 2. Citado na página 29.

# APÊNDICE A – DESENHO TÉCNICO DOS EIXOS



## APÊNDICE B – DEFLEXÃO

Para realizar o cálculo da deflexão trata-se a linha elástica como uma função que varia em relação a uma coordenada  $x$  que representa o material em seu estado inicial e através da fórmula da flexão ( $\sigma = -My/I$ ), da Lei de Hooke ( $\epsilon = \sigma/E$ ), e da definição de deflexão por meio da curvatura, encontra-se a equação B.20. [5]

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI} \quad (\text{B.20})$$

A equação B.20 apresenta uma relação do momento fletor com a curvatura da linha elástica (ao longo de  $x$ ). Entretanto, nos projetos de engenharia o foco é voltado para as modificações que ocorrem no material. Logo, através do cálculo vetorial é possível determinar a curvatura de uma função por meio da parametrização da linha elástica (Teorema 10, apresentado por James Stewart).[10]

$$\frac{1}{\rho} = \frac{|r'(x) \times r''(x)|}{|r'(x)|^3} \quad (\text{B.21})$$

Para o caso especial de uma curva plana com equação  $y = v(x)$ , pode se escolher  $x$  como parâmetro e determinar a parametrização como  $r(x) = x \mathbf{i} + v(x) \mathbf{j}$ . Então  $r'(x) = \mathbf{i} + v'(x) \mathbf{j}$  e  $r''(x) = v''(x) \mathbf{k}$ . Como  $\mathbf{i} \times \mathbf{j} = \mathbf{k}$  e  $\mathbf{j} \times \mathbf{j} = 0$ , segue que  $r'(x) \times r''(x) = v''(x) \mathbf{k}$ , tem-se também que  $|r'(x)| = \sqrt{1 + [v'(x)]^2}$  e, assim, pela equação B.21

$$\frac{1}{\rho} = \frac{|v''(x)|}{[1 + (v'(x))^2]^{3/2}} \quad (\text{B.22})$$

Igualando as equações B.22 e B.20 é possível encontrar uma relação que representa uma equação diferencial não linear de segunda ordem.

$$\frac{|v''(x)|}{[1 + (v'(x))^2]^{3/2}} = \frac{M}{EI} \quad (\text{B.23})$$

Sua solução é denominada *elástica* e fornece a forma exata da linha elástica, ou seja, a deflexão ao longo de  $x$ . Para facilitar os cálculos, a maioria dos manuais de engenharia usa uma aproximação, onde mostra que a inclinação da linha elástica ( $dv/dx$ ) assume um valor próximo de 0, logo o seu quadrado é desprezível sendo assim  $[1 + (v'(x))^2]^{3/2} = 1$  resumindo a equação B.23.[5]

$$\frac{d^2v}{dx^2} = \frac{M}{EI} \quad (\text{B.24})$$

Onde  $v(x)$  é a função deflexão que representa uma aproximação da linha elástica,  $M$  é a função do momento fletor ao longo de  $x$ ,  $E$  o Módulo de Young do material e  $I$  o Momento de Inércia de Área. De acordo com a Figura 3, o momento fletor é proporcional a força  $P$  até o ponto  $L/2$ , sendo assim:

$$M = Px \quad 0 \leq x < L/2$$

Logo,

$$\frac{d^2v}{dx^2} = \frac{Px}{EI} \quad (\text{B.25})$$